

**DISEÑO DE SISTEMA DE INTEGRACIÓN ENERGÉTICA ENTRE HORNO DE
RECOCIDO Y CALDERA INDUSTRIAL CON EL FIN DE MINIMIZAR EL
CONSUMO DE GAS NATURAL EN LA EMPRESA IDECOL S.A.**

**CESAR WILEYNER CHAVARRO VARGAS
DIANA LORENA OTÁLORA RODRIGUEZ**

**UNIVERSIDAD PILOTO DE COLOMBIA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
BOGOTÁ D.C.
2015**

**DISEÑO DE SISTEMA DE INTEGRACIÓN ENERGÉTICA ENTRE HORNO
DE RECOCIDO Y CALDERA INDUSTRIAL CON EL FIN DE MINIMIZAR
EL CONSUMO DE GAS NATURAL EN LA EMPRESA IDECOL S.A.**

**CESAR WILEYNER CHAVARRO VARGAS
DIANA LORENA OTÁLORA RODRIGUEZ**

**MONOGRAFÍA DE TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECATRÓNICO**

Director

MSc-Ing. Miguel Alejandro Gamboa Márquez

**UNIVERSIDAD PILOTO DE COLOMBIA
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA
BOGOTÁ D.C.
2015**

Nota de aceptación:

El trabajo de grado, titulado “**DISEÑO DE SISTEMA DE INTEGRACIÓN ENERGÉTICA ENTRE HORNO DE RECOCIDO Y CALDERA INDUSTRIAL CON EL FIN DE MINIMIZAR EL CONSUMO DE GAS NATURAL EN LA EMPRESA IDECOL S.A.**” elaborado y presentado por los estudiante Diana Lorena Otálora Rodríguez y Cesar Wileyner Chavarro Vargas, como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecatrónico, fue aprobado por el Jurado Calificador.



Firma del Director

Bogotá D.C. Octubre 08 de 2015.

A nuestros padres con mucho cariño, son nuestro motor, nuestro impulso a ser mejores cada día, nuestra razón para culminar satisfactoriamente este proceso.

AGRADECIMIENTOS

Ante todo le damos gracias a Dios por permitirnos culminar satisfactoria y exitosamente este laborioso camino.

A todas las personas que de una u otra manera aportaron para la culminación exitosa de esta etapa. Padres, docentes, amigos, compañeros.

Un especial agradecimiento a los Ingenieros Alejandro Gamboa, Wilson Casas, Adonay Varela y Fabián Ortiz, por su paciencia, sus numerosos aportes profesionales, exigencia e infinidad de conocimientos los cuales nos aportaron crecimiento tanto personal como profesional, retándonos a ser mejores cada día. Ustedes sin duda son los principales merecedores de nuestros agradecimientos.

Así mismo, a las empresas Idecol S.A y Armalco S.A por permitirnos el desarrollo de este trabajo de investigación, recursos a disposición. Al personal de mantenimiento y operativo de la planta, que con su inmensa experiencia aportaron conocimientos prácticos los cuales son fundamentales para nuestro crecimiento profesional.

A la Universidad Piloto de Colombia.

RESUMEN

Disminuir el consumo energético mediante tecnologías eficientes incrementa la competitividad empresarial, reduce costos y beneficia el medio ambiente. Por lo tanto, el análisis, diseño e implementación de mejoras de ahorro y eficiencia energética son fundamentales en la industria.

El presente documento tiene como finalidad exponer una investigación realizada sobre el precalentamiento del agua de alimentación de una caldera industrial con el fin de incrementar su eficiencia (como consecuencia, disminuir el consumo de combustible). Aprovechando la transferencia de calor de un horno que actualmente es utilizado para el proceso de recocido de alambre, se diseñó un sistema de integración energética y se concluyó su viabilidad.

Se muestra el análisis del sistema actual y el diseño y simulación del sistema propuesto. Adicionalmente, con el propósito de obtener cierre hermético del horno, se proporcionaron métodos para su refrigeración, evitando la presurización de éste.

Por último, con el objetivo de mejorar la eficiencia energética a nivel general en una de las empresas donde se realizó la investigación, se diseñó e implementó un plan de mantenimiento y patrones de operación de la maquinaria actual.

Palabras clave: Caldera, Eficiencia energética, Horno, Integración energética, Transferencia de calor.

ABSTRACT

Reduce energy consumption through efficient technology increases business competitiveness, reduce costs and benefit the environment. Therefore, analysis, design and implementation of improvements in energy conservation and efficiency are critical in the industry.

This document aims to present research conducted on the feedwater preheating of an industrial boiler in order to increase efficiency (as a result, lower fuel consumption). Taking advantage of heat transfer from a furnace that is currently used for the annealing process of wire, an energy integration system is designed and viability is concluded.

Analysis of the current system and the design and simulation of the proposed system is shown. Additionally, in order to obtain sealing of the oven, methods are provided for cooling, avoiding the pressurization thereof.

Finally, with the aim of improving energy efficiency across the board in one of the companies where the research was conducted, it was designed and implemented a plan for maintenance and operation patterns of current machinery.

Keywords: Boiler, Energy efficiency, Energy integration, Heat transfer, Oven.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	18
1. ASPECTOS GENERALES	21
1.1 ANTECEDENTES	21
1.2 PLANTEAMIENTO Y FORMULACION DEL PROBLEMA	27
1.2.1 Descripción del problema.	27
1.2.2 Formulación del problema.	28
1.3 JUSTIFICACIÓN	28
1.4 OBJETIVOS	29
1.4.1 Objetivo general	29
1.4.2 Objetivos específicos.....	29
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES	29
1.6 LÍNEA DE INVESTIGACION DE PROGRAMA	29
1.7 DISEÑO METODOLÓGICO.....	30
2. MARCO REFERENCIAL	31
2.1 MARCO TEÓRICO.....	31
2.1.1 Eficiencia energética en la producción industrial.	31
2.1.2 Sistemas térmicos.	33
2.1.3 Calderas.....	33
2.1.3.1 Caldera Piro tubular.	35
2.1.3.2 Proceso de combustión.....	37
2.1.3.3 Proceso de alimentación del agua.	38
2.1.3.4 Eficiencia en calderas.	41
2.1.3.5 Control en calderas.	43
2.1.4 Hornos térmicos.....	44
2.1.5 Transferencia de calor.....	44
2.1.5.1 Conducción.....	44
2.1.5.2 Convección.	45

2.1.5.3 Radiación.....	46
2.1.6 Intercambiadores de calor de tubo y coraza.	47
2.1.7 Torres de enfriamiento.	48
2.2 MARCO TÉCNICO.....	48
2.2.1 Solidworks flow simulation.	48
2.2.2 CAdE SIMU.	49
2.3 MARCO LEGAL.....	49
2.3.1 Protocolo de Kioto.	50
2.3.2 ISO 50001.	50
2.3.3 Ley Nº 1665 del 16 de julio de 2013.	51
2.3.4 Ley Nº 1715 del 13 de mayo de 2014.	52
 3. INGENIERÍA DEL PROYECTO	 53
3.1 LEVANTAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL.....	53
3.1.1 Descripción del sistema de vapor en la empresa IDECOL S.A.....	53
3.1.1.1 Características agua de alimentación.	55
3.1.1.2 Instrumentación y control en la caldera.	55
3.1.1.3 Mantenimientos en la caldera.	62
3.1.2 Descripción del sistema de recocido en la empresa ARMALCO S.A.	63
3.1.2.1 Características del horno para recocido de alambre.....	64
3.1.2.2 Instrumentación y control en el horno.	67
3.1.3 Ubicación caldera-horno en la planta de producción.....	70
3.1.4 Análisis experimental	71
3.1.4.1 Consumo de gas natural en la caldera.	71
3.1.4.2 Tiempos de reposos vs temperatura interna del agua en la caldera.	73
3.1.4.3 Descripción del sistema de alimentación y consumo de agua.	75
3.1.5 Eficiencia de la caldera.....	78
3.1.6 Pérdidas de energía debido a la fricción en el sistema de alimentación de agua actual de la caldera.	80
3.1.6.1 Análisis primera parte del sistema.....	81
3.1.6.2 Análisis segunda parte del sistema.	95

3.1.7 Simulación del proceso sin integración energética	110
3.2 INTEGRACIÓN ENERGÉTICA	116
3.2.1 Distribución de tuberías, válvulas y accesorios.	117
3.2.1.1 Selección de tubería basada en diámetro óptimo.....	118
3.2.2 Pérdidas de energía debido a la fricción (con integración energética).	119
3.2.2.1 Selección sistema de bombeo de acuerdo a la presión requerida.....	119
3.2.2.2 Pérdidas de energía debido a la fricción sistema propuesto (hasta la entrada del horno)	138
3.2.2.3 Transferencia de calor teniendo en cuenta razón de calor constante ($Q=cte.$)....	140
3.2.2.4 Transferencia de calor teniendo en cuenta la temperatura de superficie constante ($T_s=cte.$).	151
3.2.2.5 Pérdidas de energía debido a la fricción sistema propuesto (hasta la entrada de la caldera).	155
3.2.3 Volumen total de recirculación y tiempo de residencia.	164
3.2.4 Aislamiento térmico.....	165
3.2.5 Refrigeración recámara del horno.	168
3.2.6 Sistema de control.	169
3.2.7 Simulación del proceso con integración energética.	178
3.3 PLAN DE MANTENIMIENTO PARA LA EMPRESA IDECOL S.A.	180
 4. CONCLUSIONES	 182
 5. RECOMENDACIONES	 183
BIBLIOGRAFÍA.....	186
ANEXOS	192

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Diagrama de flujo de las diferentes tareas realizadas.	30
Figura 2. Ciclo de vida eficiencia energética.....	32
Figura 3. Diagrama básico de una caldera.	34
Figura 4. Componentes caldera pirotubular horizontal.	36
Figura 5. Sistema de ablandamiento de agua.	39
Figura 6. Diagrama de flujo agua-vapor caldera.....	40
Figura 7. Intercambiador de calor de tubos y coraza.	47
Figura 8. Caldera pirotubular Colmaquinas, 125 BHP.	54
Figura 9. Proceso de generación de vapor Idecol S.A.....	54
Figura 10. Principales lazos de control en la caldera.....	56
Figura 11. Motor modulador DUNGS EMP-5.....	57
Figura 12. Presostato Honeywell L404A.....	58
Figura 13. Operación McDonnell en la caldera.	59
Figura 14. Relé de control de nivel Warrick serie 16M. Módulo de nivel con su respectivo zócalo.	60
Figura 15. Esquema de potencia actual caldera.....	61
Figura 16. Plano eléctrico actual de la caldera.	62
Figura 17. Alambre recocido.....	64
Figura 18. Horno para recocido de alambre.	65
Figura 19. Componentes sistema de cierre horno de recocido.....	66
Figura 20. Ubicación de los componentes del sistema de cierre del horno de recocido.	66
Figura 21. Alambre recocido oxidado.	67
Figura 22. Proceso de control de temperatura.....	68
Figura 23. Lazo de control de temperatura horno.....	68
Figura 24. Controlador de temperatura Autonics TZ4L.....	69
Figura 25. Motor modulador horno de recocido.	70
Figura 26. Ubicación actual caldera-horno.	71

Figura 27. Temperaturas de drenaje de la caldera al realizar la primera carga de gas durante diferentes días de la semana vs tiempo de reposo y precios generados por el consumo de gas.....	74
Figura 28. Sistema de alimentación del agua a la caldera (vista isométrica).....	75
Figura 29. Sistema de alimentación del agua a la caldera (vista dimétrica).	76
Figura 30. Dimensiones tanque de alimentación de agua a la caldera.....	77
Figura 31. Certificado de análisis de gases de combustión de la caldera.....	80
Figura 32. Componentes, nodos y longitudes de tubería de la primera sección del circuito de alimentación del agua a la caldera.	81
Figura 33. Curva de rendimiento bomba 1.....	87
Figura 34. Componentes, nodos y longitudes de tubería, segunda sección del circuito de alimentación del agua a la caldera.	96
Figura 35. Curva de rendimiento Bomba 2.	103
Figura 36. Tanque de alimentación la caldera	111
Figura 37. Inicio simulación tubería de alimentación	111
Figura 38. Asistente Wizard.....	112
Figura 39. Árbol de análisis	112
Figura 40. Valores de la simulación de la tubería del sistema actual por secciones.	113
Figura 41. Simulación de la velocidad y presión del fluido en una sección de la tubería del sistema actual.	113
Figura 42. Contorno virtual para la simulación del fluido en el tanque de alimentación.....	114
Figura 43. Configuración inicial para la simulación del flujo del fluido en el tanque de alimentación.....	114
Figura 44. Simulación de velocidad y presión del fluido en el tanque de alimentación.....	115
Figura 45. Segunda parte del sistema actual de alimentación del agua a la caldera.	115
Figura 46. Contorno virtual de la segunda parte del sistema actual.	116
Figura 47. Simulación de presión del fluido en la segunda parte del sistema actual.	116
Figura 48. Distribución de tuberías, válvulas y accesorios sistema de integración energética (2D).	117

Figura 49. Distribución de tuberías, válvulas y accesorios sistema de integración energética (3D).	118
Figura 50. Sistema modificado segunda parte sistema de integración energética. Nodos y componentes.	120
Figura 51. Segunda sección del circuito de alimentación del agua a la caldera, Componentes.....	120
Figura 52. Características recámara del horno.	124
Figura 53. Diámetro hidráulico ducto rectangular.	125
Figura 54. Expansión súbita.	132
Figura 55. Características bomba 3	137
Figura 56. Curva de rendimiento bomba 3.....	138
Figura 57. Vista superior recámara del horno.	140
Figura 58. Red de resistencias térmicas horno de recocido.	141
Figura 59. Valores red de resistencias térmicas horno de recocido.....	141
Figura 60. Procedimiento buscar objetivo (flujo de calor).	145
Figura 61. Valor actual vs valor de objetivo (T4).....	145
Figura 62. Recámara del horno.	146
Figura 63. Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre una placa vertical.	149
Figura 64. Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo.....	153
Figura 65. Espesor crítico de aislamiento tubería.	166
Figura 66. Torre de enfriamiento de tiro forzado.....	168
Figura 67. Integración horno-torre de enfriamiento.....	169
Figura 68. Retorno de la tubería al tanque de condensados y ubicación sensor de temperatura.....	170
Figura 69. Configuración universal electroválvulas 3 vías 2 posiciones.	172
Figura 70. Proceso sistema de integración energética: caso 9 de la matriz de estados.	172
Figura 71. Proceso sistema de integración energética: caso 25 de la matriz de estados.	174
Figura 72. Proceso sistema de integración energética: caso 28 de la matriz de estados.	175
Figura 73. Proceso sistema de integración energética: caso 72 de la matriz de estados.	176

Figura 74. Proceso sistema de integración energética: caso 30 de la matriz de estados.	177
Figura 75. Simulación de velocidad y presión.....	178
Figura 76. Comando RUN	179
Figura 77. Simulación de presión.....	179
Figura 78. Simulación de velocidad del flujo del fluido en el sistema de integración energética (por secciones).....	180
Figura 79. Incrustaciones presentes en la caldera.....	183

LISTA DE TABLAS

pág.

Tabla 1. Valores referenciales de exceso de aire de acuerdo al tipo de combustible y quemador.....	42
Tabla 2. Resultados análisis del agua de la caldera (junio y agosto del 2015).....	55
Tabla 3. Flujo volumétrico de gas natural: Datos experimentales.....	72
Tabla 4. Mediciones de temperatura en el drenaje de la caldera durante diferentes días semanales.....	74
Tabla 5. Características técnicas del analizador de gases BACHARACH modelo PCA-65.	79
Tabla 6. Rango de resultados del analizador de gases BACHARACH modelo PCA-65.....	79
Tabla 7. Alturas y longitudes de la primera sección del circuito de alimentación del agua a la caldera.	82
Tabla 8. Características de la primera parte del sistema de alimentación actual de la caldera.	82
Tabla 9. Propiedades del agua a 55°C.	84
Tabla 10. Características de la bomba 1.	86
Tabla 11. Presión de vapor (abs) vs temperatura del agua.	94
Tabla 12. Resumen características de la primera parte del sistema de alimentación actual de la caldera.....	95
Tabla 13. Longitudes y alturas de la segunda parte del sistema de alimentación actual de la caldera.....	96
Tabla 14. Características de la segunda parte del sistema de alimentación actual de la caldera.	97
Tabla 15. Propiedades del agua a 30°C.	99
Tabla 16. Coeficiente de resistencia de expansión gradual con ángulo de cono de 30° vs diferencia de diámetros.....	104
Tabla 17. Resumen características de la segunda parte del sistema de alimentación actual de la caldera.....	110
Tabla 18. Longitudes y alturas del sistema de integración energética.....	121
Tabla 19. Características de la segunda parte del sistema de alimentación actual caldera.	121

Tabla 20. Coeficiente de resistencia de expansión gradual (E1-E2) con ángulo de cono de 30° vs diferencia de diámetros.	130
Tabla 21. Coeficiente de resistencia de contracción gradual vs diferencia de diámetros.	134
Tabla 22. Características del sistema de alimentación de agua a la caldera hasta la entrada de la recámara del horno	140
Tabla 23. Valores obtenidos transferencia de calor	146
Tabla 24. Características del sistema de integración energética de alimentación de agua a la caldera.	164
Tabla 25. Volumen de agua de recirculación en el sistema de integración energética.	165
Tabla 26. Radio crítico de aislamiento para la tubería.	167
Tabla 27. Dimensiones cañuela amplio rango.	167
Tabla 28. Estados de las entradas del sistema	171

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo A. Plano eléctrico actual de la caldera.	192
Anexo B. Horno de recocido (CAD).	193
Anexo C. Producción de EPS Vs consumo de gas natural (en m3) en la caldera por kilogramo producido (año 2013).	194
Anexo D. Producción de EPS Vs consumo de gas natural (en m3) en la caldera por kilogramo producido (año 2014).	195
Anexo E. Producción de EPS Vs consumo de gas natural (en m3) en la caldera por kilogramo producido (de enero a marzo del año 2015).	196
Anexo F. Consumo de gas natural en la caldera (sábado 28 de marzo del 2015).	197
Anexo G. Condiciones variables de alimentación del agua en la caldera.	198
Anexo H. Matriz de estados.	199
Anexo I. Plano de control sistema de integración energética.	200
Anexo J. Indicadores de gestión, mantenimiento. Idecol S.A.	201
Anexo K. Certificación proyecto de grado.	202

INTRODUCCIÓN

Es muy importante la vinculación de proyectos de investigación entre la academia y la industria, varios autores lo señalan. Becerra Rodríguez por su parte destaca que “la competencia entre las empresas, industrias y países se ha incrementado. Dado que la innovación es un factor importante para sobrevivir a esta competencia, las naciones buscan mejorar su capacidad de innovar mediante el fortalecimiento de ésta en los actores individuales, promoviendo las interacciones entre ellos y construyendo una base de conocimiento que dé soporte a la innovación”¹. De forma similar Saavedra G. María L. recalca que “es necesario, por lo tanto, detectar oportunidades para promover la aplicación del conocimiento y así fortalecer a las empresas y contribuir a encontrar soluciones a su problemática, ofreciendo los resultados de la investigación en la solución de la misma”².

Al buscar incrementar la economía empresarial y el uso eficiente de los recursos naturales, la implementación de tecnologías de eficiencia energética es una excelente solución, pero muchas empresas no son conscientes de la importancia y beneficios que conlleva.

Específicamente, en cuanto a las plantas que poseen calderas, no son muchas las que implementan este tipo de tecnologías y gestión. Según la Comisión Nacional para el Ahorro de Energía de México (CONAE)³, las calderas son uno de los equipos más utilizados en la industria, con los hornos industriales generan el mayor porcentaje de consumo de combustibles en el sector.

De acuerdo a Oelker⁴, una caldera consume durante un año varias veces el valor (capital) inicial del equipo. Por consiguiente, al mantener operando ésta

¹ BECERRA RODRÍGUEZ, Noé. Nuevas formas de vinculación academia- empresa: la visión de las empresas [en línea]. Xochimilco (México): Universidad Autónoma Metropolitana Xochimilco, diciembre 2008 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <<http://dcsh.xoc.uam.mx/ecocambiotec/TesisMaestria/76BecerraNoe2009.pdf>>.

² SAAVEDRA G., María L. Problemática y desafíos actuales de la vinculación universidad empresa: El caso mexicano. Actualidad Contable FACES [en línea]. ed. 12 no. 19 [citado en 1 de octubre de 2015]. p. 100-119. Disponible en internet: <<http://www.saber.ula.ve/bitstream/123456789/31141/1/articulo8.pdf>>.

³ COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA (México). Eficiencia en calderas y combustión [en línea]. México D.F: La institución, mayo 2007 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.cnpml.org.sv/ucatee/ee/docs/Calderas_02.pdf>.

⁴ OELKER BEHN, Arnulfo. Análisis de la eficiencia en calderas [en línea]. Santiago de Chile: Thermal Engineering LTDA [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.thermal.cl/prontus_thermal/site/artic/20110602/asocfile/20110602102250/articulo___eficiencia_en_calderas.pdf>.

maquinaria en el porcentaje de eficiencia más alto posible se generan impactos positivos ambientales y económicos en las compañías.

Oelker⁵, también destaca que la eficiencia de una caldera corresponde a la razón entre el calor absorbido y el calor liberado en el equipo. De manera que el nivel de exceso de aire, temperatura del aire de combustión, combustible, temperatura del agua de alimentación, entre otros, son diversos parámetros que afectan su eficiencia.

El precalentamiento del agua de alimentación es uno de los métodos más utilizados con el fin de mejorar la eficiencia en estos equipos al necesitarse menos energía para producir vapor.

Se realizó la investigación con el fin de obtener un sistema de integración energética capaz de precalentar el agua de alimentación de una caldera pirotubular de 125 BHP por medio de la transferencia de calor de un horno utilizado para el proceso de recocido de alambre, con el propósito principal de disminuir el consumo de gas en la misma.

Para conseguirlo, fue fundamental un levantamiento del sistema actual, selección de tuberías apropiadas, análisis de transferencia de calor, cálculo de aislamiento térmico, y estrategia de control. Se tuvo en cuenta la eficiencia actual de la caldera, los procesos, variables y horarios de producción; consumos y costos de gas natural; los equipos instalados e instrumentación; el dimensionamiento y flujo del proceso en tuberías, válvulas y accesorios; características del fluido, análisis de caídas de presión, velocidades, caudales y pérdidas por fricción, lazos y tipos de control, entre otras características las cuales se encuentran detalladas en capítulos posteriores.

Además, con el fin de mejorar la eficiencia energética en el horno se proporcionan métodos para un futuro análisis, diseño e implementación de un sistema para la refrigeración de la recámara de éste con sus respectivos sistemas de tuberías y bombeo. Lo cual permite obtener el cierre hermético del horno (evitando calentamiento excesivo de empaques y pernos) y evita la oxidación del alambre en el proceso de recocido.

⁵ Ibid., p.1.

Se calculó la temperatura de salida del agua del horno de acuerdo a las características físicas de la recámara de éste y el análisis de transferencia de calor, concluyendo la viabilidad del sistema.

Adicionalmente, se realizó una simulación del diseño con y sin integración energética por medio del programa *Solidworks flow simulation*.

Para finalizar, con el propósito de mejorar la eficiencia energética a nivel general en la planta se diseñó e implementó un plan de mantenimiento de la maquinaria actual. Teniendo en cuenta una buena metodología en los procedimientos de mantenimiento y capacitación del correcto uso de maquinarias y equipos, con el fin de que éstos trabajen de acuerdo a las eficiencias energéticas para las que fueron diseñadas.

1. ASPECTOS GENERALES

En el presente capítulo se presentan algunos trabajos relacionados, el planteamiento y formulación del problema, la justificación y diseño metodológico de la investigación con sus respectivos objetivos, alcances y limitaciones. Además, se menciona la línea de investigación a la cual corresponde el proyecto teniendo en cuenta las líneas de investigación del programa de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Piloto de Colombia.

1.1 ANTECEDENTES

Poveda⁶ afirma que la eficiencia energética logra ahorros tanto en el consumo de energía como en la economía, reduce emisiones de gases efecto invernadero y presenta mejoras en las finanzas de las empresas energéticas.

Además, asegura que en los países europeos la eficiencia energética es considerada como un importante recurso disponible para asegurar el abastecimiento energético de un país teniendo en cuenta los importantes beneficios obtenidos por la reducción sostenida del 0.9% anual de la intensidad energética desde 1990. Mientras que en América Latina y el Caribe fue solo del 0.2% anual, debido a que son pocos los países que mantienen programas de eficiencia de largo plazo, y de la baja incorporación de tecnologías eficientes por modernización⁷.

Debido a la importancia que tiene la eficiencia energética, Poveda⁸ presenta una propuesta metodológica con el fin de contribuir a establecer planes de eficiencia en América Latina y el Caribe analizando algunos aspectos clave que se derivan de la experiencia europea que muestran resultados positivos. La propuesta presenta los aspectos mínimos necesarios para elaborar e implantar un plan nacional de largo plazo de eficiencia energética, incluyendo la determinación de los objetivos del plan y la definición de una estrategia para la implementación con su respectivo monitoreo y evaluación.

El autor concluye que no existe una conciencia generalizada sobre la importancia que tiene la eficiencia energética, siendo fundamental que las instituciones internacionales relacionadas con la energía trabajen en la concienciación del sector sobre la participación que la eficiencia puede tener en el abastecimiento energético y su contribución. “Las medidas de eficiencia energética son una contribución importante para el abastecimiento energético de los países, como una

⁶ POVEDA, Mentor. Eficiencia energética: recurso no aprovechado [en línea]. Quito (Ecuador): Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), agosto 2007 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www10.iadb.org/intal/intalcdi/PE/2009/02998.pdf>>.

⁷ Ibid., p.3.

⁸ Ibid., p.7-22.

fuentes limpias y que trae consigo importantes beneficios económicos, sociales y ambientales”⁹, destaca.

El Dr. Rivero¹⁰ del Instituto Mexicano del Petróleo, presenta programas de ahorro de energía en general, particularmente en la industria petrolera. Considera conjuntamente aspectos energéticos, ecológicos y económicos e implementa las dos primeras leyes fundamentales de la termodinámica. El autor clasifica en materia de ahorro de energía la implementación de un programa en tres niveles: corto (primer nivel), mediano (segundo nivel) y largo plazo (tercer nivel).

Según Rivero¹¹, en el primer nivel se deben realizar balances energéticos de tipo global y/o parcial cuantitativos a nivel de planta, implementando acciones sobre la actitud operativa y el mantenimiento, generando recomendaciones típicas de ahorro de energía. Este nivel puede implementarse de manera inmediata con una inversión económica mínima.

El segundo nivel requiere del análisis detallado cuantitativo a nivel de equipos y sistemas, acciones dirigidas a circuitos de interconexión de equipos dentro de los procesos, realizando actividades como la verificación de la instrumentación, toma de datos en campo y videotermografía¹².

Por último, en el tercer nivel se deben realizar balances energéticos detallados cuantitativos y cualitativos generando acciones de ingeniería, principios e interconexión de procesos considerando además aspectos económicos y ecológicos¹³.

Una forma de ahorro de combustible, mejoramiento de la eficiencia y al mismo tiempo disminución de gases de combustión de un generador de vapor es el precalentamiento del agua. Estudiantes de la facultad de Química e Ingeniería Química de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos¹⁴ analizaron el efecto del precalentamiento de agua por medio del sistema caldera-economizador. El análisis se realizó por medio de balance de materia y energía (BME). Los autores determinaron que existe un ahorro en el consumo de combustible con el precalentamiento, éste depende del flujo de agua y es del orden del 5%. Así

⁹ Ibid., p.23.

¹⁰ RIVERO RODRÍGUEZ, Ricardo. Programas integrales de ahorro de energía (exergia) en la industria petrolera. En: Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía y Exposición de Equipos y Servicios (16: 27, noviembre – 1, diciembre 1995: México D.F) [en línea]. Memorias, p.161-172 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<https://www.etde.org/etdeweb/servlets/purl/331516-mXY9RG/webviewable/331516.pdf>>.

¹¹ Ibid., p.168.

¹² Ibid., p.169.

¹³ Ibid., p.169-170.

¹⁴ ARMIJO C., Javier y SALAS C., Gilberto. Ahorro de energía en una caldera utilizando economizadores [en línea]. Lima (Perú): Universidad Nacional Mayor de San Marcos, 2008 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://revistasinvestigacion.unmsm.edu.pe/index.php/quim/article/download/4893/3969>>.

mismo, aseguran que adicionalmente se consigue mejorar la eficiencia de la caldera.

De forma similar, Prieto¹⁵ detalla las principales ventajas y la economía obtenida por el calentamiento del agua de alimentación de calderas, además, describe los tipos de calentadores más usados en centrales térmicas. Afirma que el calentamiento progresivo del agua de alimentación de calderas en las centrales térmicas modernas consigue mejorar el rendimiento del ciclo, se realiza en calentadores situados escalonadamente a lo largo de todo el sistema de agua mediante vapor extraído de la turbina después de haber expandido en ella parcialmente. El agua es calentada gradualmente en los sucesivos calentadores y, por último, en el economizador, alcanza una temperatura muy próxima a la de ebullición correspondiente a la presión de la caldera. Así mismo, confirma que una de las principales ventajas obtenidas es el aumento del rendimiento ya que se aumenta la temperatura media de aporte de calor en la caldera.

Un estudiante de la Universidad Autónoma de occidente¹⁶ llevó a cabo el diseño integral de un lazo de control de combustión con el fin de obtener una regulación óptima de vapor vivo en una caldera industrial del Ingenio Azucarero María Luisa S.A., obteniendo equilibrios de masa y energía ante las variaciones de la demanda de la maquinaria consumidora de vapor. Con el desarrollo del proyecto se logró solucionar necesidades operativas planteadas por el cliente.

Por otra parte, Gómez¹⁷ señala que desde 1998 las emisiones de CO₂ derivadas del uso de la energía disminuyeron, sin embargo siguen siendo importantes, por ende hay que hacer el mayor esfuerzo por reducirlas restringiendo el consumo energético, aumentando el uso de las energías renovables e incrementando el rendimiento de la maquinaria.

El autor¹⁸ explica que existen diversas normas para el cálculo del rendimiento en calderas, entre las cuales están la ASME PTC-4 (American Society of Mechanical Engineers) y la CEN EN 12952-15 (European Committee for Standardization), entre ambas pueden llegar a obtenerse diferencias de hasta un 2%.

¹⁵ PRIETO, Ismael. Centrales térmicas, circuitos de condensado y aguas de alimentación [en línea]. España: Open Course Ware Universidad de Oviedo, [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://ocw.uniovi.es/pluginfile.php/1009/mod_resource/content/1/1C_C12757_0910/04_GT11_Sistemas_de_condensado_y_alimentacion.pdf>.

¹⁶ MEZU VILLEGAS, Jhonatan. Diseño del lazo de control de combustión para la regulación del vapor vivo en una caldera industrial [en línea]. Cali [Colombia]: Universidad Autónoma de Occidente, 2012 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://bdigital.uao.edu.co/bitstream/10614/3182/1/TMK01026.pdf>>.

¹⁷ GOMEZ CLERENCIA, Julián. Comparación de dos métodos para el cálculo del rendimiento de calderas: código ASME PTC-4 y estándar en 12952-15 [en línea]. Zaragoza (España): Centro Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza, 2011 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://invenio2.unizar.es/record/5542/files/TAZ-PFC-2011-002.pdf>>.

¹⁸ Ibid., p.6.

Además, demuestra que el propósito de los estándares anteriormente mencionados es el mismo obteniendo resultados semejantes. Sin embargo, hay que tener en cuenta que si se requiere realizar una comparación de una caldera en diferentes periodos de tiempo se debe utilizar el mismo estándar¹⁹.

En todo proceso industrial hay corrientes que necesitan ser enfriadas o calentadas, lo cual representa ahorros significativos. Según Jaramillo y Sánchez²⁰, para realizarlo se puede contar con redes de intercambio de calor (HEN, Heat Exchange Network) llevando a cabo optimización e integración energética.

Existen diversas metodologías para ejecutar estos análisis²¹, se dividen en métodos basados en heurística y búsqueda evolutiva (como el análisis de la segunda ley de termodinámica), métodos termodinámicos que tratan de alcanzar metas predeterminadas, identificadas mediante la aplicación de reglas físicas (método PINCH) y métodos matemáticos que inician con una estructura hipotética, que luego es reducida a la configuración óptima (superestructura y modelos de transbordo).

Los estudiantes²², desarrollaron una metodología para la síntesis, optimización y diagnóstico de redes de transferencia de calor, tratamiento de problemas con redes isotérmicas. Llegaron a la conclusión de que para diseñar una HEN se tiene que tener en cuenta el flujo calórico de las corrientes, sin embargo el método implementado a las corrientes que presentan cambio de fase no fue óptimo ya que no describe el verdadero comportamiento de la corriente, aun así es una aproximación práctica resultando útil.

Palomino²³ señala que en el año 1970 se presentó una crisis energética, como solución a esta surgió el análisis pinch en aplicaciones industriales a comienzos de 1980 por Linnhoff, el cual tuvo en cuenta investigaciones pioneras de Hammad.

También asegura que con el fin de minimizar el requerimiento energético en una planta de proceso, el análisis pinch es una buena herramienta. Realiza una revisión bibliográfica del análisis pinch y su contribución al análisis de procesos. Señala que hoy en día el uso del análisis pinch como herramienta para optimizar

¹⁹ Ibid., p.48.

²⁰ JARAMILLO CHICA, Esteban y SANCHEZ COSSIO, Javier Arley. Desarrollo de una metodología para síntesis, optimización y diagnóstico de redes de transferencia de calor (HEN) - Tratamiento de problemas con corrientes isotérmicas [en línea]. Medellín (Colombia): Universidad EAFIT, 2009 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <https://repository.eafit.edu.co/bitstream/handle/10784/359/Esteban_JaramilloChica_2009.pdf?sequence=1>.

²¹ Ibid., p.24.

²² Ibid., p.56-59, 111.

²³ PALOMINO INFANTE, Alfredo. Análisis pinch y su contribución a la integración de procesos [en línea]. Lima (Perú): SPMAC Organización, 2004 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/publicaciones/rsqp/n3_2004/a06.pdf>.

redes de transferencia de calor es alto, generando aplicaciones a nivel de macro escala²⁴.

De la misma manera, estudiantes de Ingeniería Química de la Universidad Nacional de Colombia²⁵ aplicaron el análisis pinch para obtener una mejor recuperación del calor en el proceso de cracking catalítico en lecho fluidizado de la refinería de Cartagena y un mínimo requerimiento de servicios externos de enfriamiento y calentamiento de corrientes. Tal como se esperaba, confirmaron que existe un gran potencial de integración térmica en la planta, representando altos beneficios para la refinería aproximadamente de 770000 \$US por año.

De forma similar, estudiantes de Ingeniería Química de la Universidad Industrial de Santander²⁶ utilizaron técnicas de algoritmos genéticos y análisis pinch con el fin de garantizar niveles mínimos de energía para la integración energética en tres plantas extractoras de aceite de palma en Colombia.

Primero, mediante síntesis con eficiencia energética realizaron el diseño de la topología del sistema. El análisis pinch les permitió la optimización de la temperatura para el costo de capital. Y utilizando algoritmos genéticos se logró la optimización de las condiciones de operación asegurando la recuperación de energía y masa provenientes de las efluentes de las plantas extractoras²⁷.

Por medio de controladores proporcionales controlaron la red de intercambiadores de calor y suponiendo un control proporcional ideal calcularon el costo total anual del diseño por medio de ASPEN PLUS²⁸.

Como resultado, para cada planta extractora consiguieron reducir la producción de vapor en la caldera de 409 kg/Ton_{FFB} a 380 kg/Ton_{FFB}, 451 kg/Ton_{FFB} a 407 kg/Ton_{FFB} y 303 kg/Ton_{FFB} a 274 kg/Ton_{FFB} respectivamente. Lo que representa un ahorro de 14.2%, 6.7% y 11.6% de agua para cada caldera respectivamente²⁹.

²⁴ Ibid., p.167-169.

²⁵ RIOS HURTADO, Carlos y GRISALES RINCON, Rogelio. Análisis y evaluación de integración térmica de las corrientes de proceso de la unidad de ruptura catalítica de Ecopetrol gerencia refinería de Cartagena utilizando la metodología pinch [en línea]. Manizales (Colombia): Universidad Nacional de Colombia Sede Manizales, 2003 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.bdigital.unal.edu.co/965/1/carlosmarioriosrogeliogrisales.2003.pdf>>.

²⁶ VERGARA CHACON, Carolina. LIZCANO PRADA, Javier. Estudio del potencial para la integración energética de las plantas extractoras de aceite de palma en Colombia [en línea]. Bucaramanga (Colombia): Universidad Industrial de Santander, 2006 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/6185/2/119476.pdf>>.

²⁷ Ibid., p.35-52.

²⁸ Ibid., p.20-21.

²⁹ Ibid., p.115.

No obstante, Hernandez³⁰ presenta los resultados de la ingeniería de detalle para la integración energética entre dos procesos de una planta de procesamiento de minerales no metálicos. Llevó a cabo todo el diseño del ducto y del sistema de transporte de gases generando un modelo completo de transferencia de calor y ventilación a altas temperaturas. Seleccionó los materiales del sistema de transporte llevando a cabo los diseños mecánicos y civiles, considerando los efectos térmicos de deformación de materiales.

Por otra parte, con el fin de disminuir el consumo de gas natural, desarrolló un modelo completo de la transferencia de calor en los hornos de una planta de estucos, los gases provenientes de la combustión de gas natural con oxígeno criogénico (oxicombustión) llevada a cabo en un horno para la producción de recubrimientos vítreos a 1.200°C son transportados a dos hornos de calcinación de estucos ubicados a una distancia aproximada de 300m en el complejo industrial, en los cuales se requiere que la temperatura de proceso sea superior a los 700°C³¹.

Con conocimientos de las características, propiedades y condiciones de las paredes, como el diámetro, espesor, temperaturas internas y externas, la emisividad de los materiales y la conductividad térmica calculada a la temperatura promedio entre las dos anteriores, el autor presentó modelos fundamentales para calcular las resistencias que soporta a la conducción, convección y radiación en volúmenes cilíndricos compuestos. Se obtuvo un diseño viable técnica y económicamente, generando toda la información requerida para su implementación³².

Analógicamente, realizando un estudio de transferencia de calor, estudiantes del departamento de máquinas y motores térmicos de la U.P.C de Barcelona³³ implementaron un algoritmo numérico basado en técnicas de diferencias finitas del tipo simple para la resolución de las ecuaciones de conservación de masa, de la cantidad de movimiento y de la energía, pudiéndose considerar regímenes permanentes y transitorios. El estudio fue centrado en el análisis de flujos laminares de fluidos newtonianos, considerando casos de convección forzada, natural y natural/forzada. Los autores presentan diferentes resultados ilustrativos de las prestaciones de la simulación implementada y hacen referencia a posibles aplicaciones técnicas de la misma.

³⁰ HERNANDEZ, Pablo. Ingeniería de detalle para la integración energética entre un horno de producción de pigmentos vítreos y los hornos de una planta de calcinación de estuco [en línea]. Uruguay: Indisa. S.A. [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://aiquiruguay.org/congreso/download/P8.pdf>>.

³¹ Ibid., p.1.

³² Ibid., p.4-6.

³³ SALOM, J., *et. al.* Resolución numérica de flujos laminares con estructura tridimensional axial simétrica. Análisis de diferentes situaciones [en línea]. Cataluña (España): Universidad Politécnica de Cataluña. En: Revista internacional de métodos para cálculo y diseño de ingeniería Vol. 10, 4 ISSN 0213-1315, 1994 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.raco.cat/index.php/RevistaMetodosNumericos/article/download/68707/101444>>.

Empleando otro método, el grupo de energía y termodinámica de la Universidad Pontificia Bolivariana de Medellín³⁴, realizaron una variación de método de volúmenes finitos para la solución de problemas de valores en la frontera. Implementaron un esquema de interpolación Hermítica utilizando funciones de Base Radial (RBFs), conocido como el método CV-RBF (Control Volume- Radial Basis Function). Utilizado en los métodos sin malla, donde se realiza una aproximación de la función empleando información de la ecuación diferencial parcial gobernante y las condiciones de frontera que definen el problema global. Los autores solucionan la ecuación de calor bidimensional para diferentes geometrías y tipos de condiciones de fronteras, obteniendo resultados para el problema de Dirichleten conducción de calor, convección de calor con campo de velocidad conocido, conducción en estado transitorio y conducción no lineal. Verificando los resultados usando mallas estructuradas y no estructuradas.

En cuanto a los sistemas de control de calderas, se diseñó uno nuevo para la planta FERRERO de Ecuador³⁵ con el fin de obtener un control centralizado de las tres calderas presentes en la planta utilizando los instrumentos e implementos de control existentes. Diseñaron un tablero de control general centralizado que cuenta con un PLC que realiza arranque, funcionamiento normal y parada de los tres generadores de vapor. Así mismo, dispone de un sistema de visualización centralizado.

1.2 PLANTEAMIENTO Y FORMULACION DEL PROBLEMA

La descripción y formulación del problema se presentan en las siguientes secciones.

1.2.1 Descripción del problema.

“El tema de la eficiencia energética debe aplicarse, no hay otra opción. Quien no sea capaz de ser eficiente energéticamente va a pasar trabajos, porque este tema como el de la innovación, la tecnología, la responsabilidad social y la transparencia son insumos fundamentales para que el valor del producto salga eficiente y sea competitivo”³⁶, sostiene Rodrigo Velasco, gerente general de la Asociación Nacional de Industriales en el Valle del Cauca.

³⁴ GARCIA BAUZA, Cristian, *et. al.* Solución de problemas de convección y conducción de calor mediante el método CV-RBF [en línea]. Tandil (Argentina): Asociación Argentina de Mecánica Computacional, 2009 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/viewFile/2795/2735>>.

³⁵ MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo] [en línea]. Quito (Ecuador): [s.n.] [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/325/1/CD-0307.pdf>>.

³⁶ Sector industrial carece de una adecuada eficiencia energética [en línea]. Palmira (Colombia): Agencia de noticias UN, 25 de octubre de 2013 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en

La falta de una adecuada gestión e implementación de tecnologías para incrementar la eficiencia energética en las empresas, específicamente en la empresa Idecol S.A es alta.

Una de sus consecuencias, es que el costo del consumo de combustible de la caldera industrial que posee esta empresa es elevado, corresponde en promedio aproximadamente a \$8.195.830 mensuales.

Así mismo, la falta de capacitación para el manejo adecuado de equipos e implementación y seguimiento de un plan de mantenimiento incrementa los costos de producción.

1.2.2 Formulación del problema.

¿Cómo lograr disminuir el consumo de gas natural en la empresa Idecol S.A incrementando la eficiencia de su caldera industrial?

1.3 JUSTIFICACIÓN

El presente proyecto por medio de la integración académica-empresarial presenta un estudio realizado sobre la viabilidad de la implementación de un sistema de integración energética presentando opciones de beneficios económicos a la empresa Idecol S.A, la cual desvía una gran parte de sus ingresos a pagar servicios públicos, presupuesto que puede ser utilizado en otro tipo de insumos. Al mismo tiempo, si se concluye viable, disminuiría el porcentaje de huella de carbono de la compañía, reduciendo las emisiones de dióxido de carbono a la atmosfera, beneficiando al medio ambiente y a la sociedad.

La investigación contó con la colaboración académica por parte de la Universidad Piloto de Colombia y de personal profesional de las empresas Armalco S.A e Idecol S.A., quienes aportaron algunos manuales, registros, documentación, además de su experiencia profesional.

Cabe aclarar que la investigación no tuvo la disponibilidad de algunos recursos como: instrumentos de medición (pirómetros, medidores de caudal, manómetros en algunas secciones de la tubería actual), catálogos y manuales (de la caldera, hornos, bombas, maquinaria en general), fichas técnicas y documentación en general.

internet:<http://www.unperiodico.unal.edu.co/uploads/tx_flstaticfilecache/www.agenciadenoticias.unal.edu.co/var/www/web/agencia/ndetalle/article/sector-industrial-carece-de-una-adecuada-eficiencia-energetica.htmlcache.html>.

1.4 OBJETIVOS

Los objetivos de la investigación se describen a continuación.

1.4.1 Objetivo general.

Diseñar un sistema de integración energética entre horno de recocido y caldera con el fin de generar un ahorro de gas natural para la empresa IDECOL S.A.

1.4.2 Objetivos específicos.

- ✓ Caracterizar, realizar el levantamiento del proceso actual.
- ✓ Realizar diseño mecánico teniendo en cuenta balance de energía, materia y momento.
- ✓ Realizar diseño de estrategia de control e instrumentación y lazos.
- ✓ Simular estado cuasi-estable del proceso con y sin integración energética.

1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES

Teniendo en cuenta el problema a solucionar, el trabajo a presentar muestra el levantamiento del sistema actual detallando diferentes variables presentes. También, expone el diseño del sistema de integración energética más viable y eficiente posible de acuerdo a diferentes características operativas y del entorno.

Teniendo en cuenta el diseño realizado, evidencia el estudio de su viabilidad (si éste no es viable, presenta en qué condiciones podría ser). Además, muestra una simulación del fluido en el sistema con y sin integración energética.

Así mismo, presenta los diferentes lazos de control y la simulación del circuito eléctrico diseñado para el sistema de integración. Por otra parte, proporciona métodos para la refrigeración de la recámara del horno, y el diseño e implementación de un plan de mantenimiento y patrones de operación de la maquinaria actual de la compañía, documentando las metodologías y procedimientos utilizados.

Cabe mencionar que el control del sistema presenta limitaciones en cuanto al detalle del cableado y especificaciones de componentes electromecánicos.

No se realizó análisis financiero pero la investigación obtuvo impactos positivos y además se mencionan recomendaciones importantes para la compañía.

1.6 LÍNEA DE INVESTIGACION DE PROGRAMA

De acuerdo a las líneas de investigación del programa de Ingeniería Mecatrónica de la Universidad Piloto de Colombia, el presente proyecto cumple con los

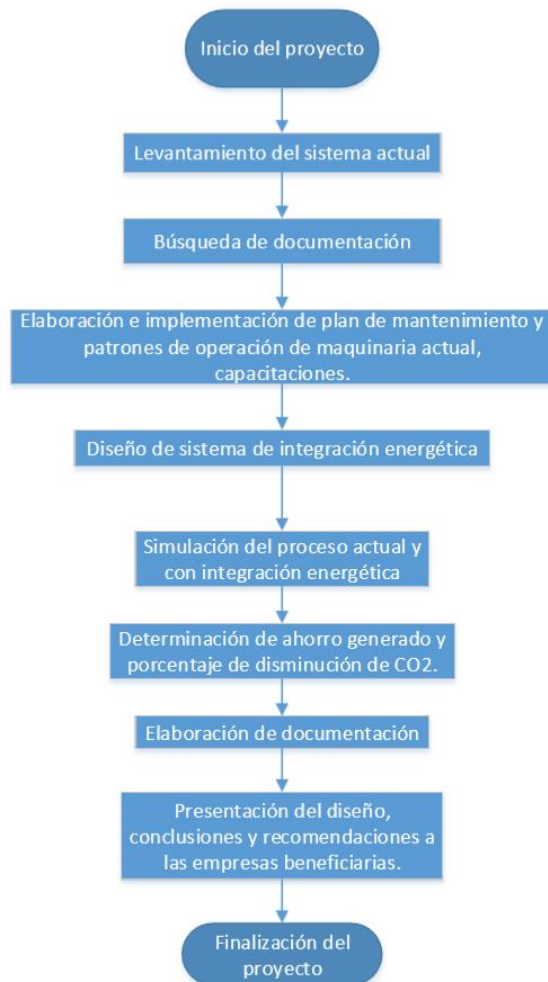
requerimientos necesarios para hacer parte de la línea de energías renovables, enfocado a mejorar la eficiencia energética en la industria.

1.7 DISEÑO METODOLÓGICO

En la figura 1, se indican las diferentes tareas a nivel general que se realizaron con el fin de culminar satisfactoriamente el desarrollo del proyecto.

Se cumplió con los objetivos propuestos inicialmente, los cuales cumplieron a cabalidad con los requerimientos del sistema.

Figura 1. Diagrama de flujo de las diferentes tareas realizadas.



Fuente: Propia.

2. MARCO REFERENCIAL

A continuación se presenta el marco teórico, técnico y legal de la investigación con el fin de dar al proyecto un sistema coordinado y coherente de conceptos, normas, leyes y herramientas que permiten abordar el problema.

2.1 MARCO TEÓRICO

Con el propósito de orientar la investigación dentro de una serie de conocimientos los cuales permiten la mejor comprensión del problema, en las siguientes secciones se definen diversos conceptos propios del proyecto.

2.1.1 Eficiencia energética en la producción industrial.

El centro de ahorro y eficiencia energética de Madrid³⁷ asegura que la eficiencia energética es el conjunto de actividades las cuales reducen el consumo de energía en términos unitarios mejorando la utilización de la misma con el objetivo de proteger el medio ambiente, reforzar la seguridad del abastecimiento y crear una política energética sostenible. Fomentando comportamientos, métodos de trabajo y técnicas de producción que consuman menos energía.

Con el fin de reducir costos de operación industrial, según la unidad de capacitación y asistencia técnica en eficiencia energética de El Salvador³⁸ alrededor de 1970 se empezaron a implementar métodos de eficiencia energética.

El Ministerio de Minas y Energía de la República de Colombia³⁹ por medio del proyecto de eficiencia energética en edificaciones (GEF/PNUD/COL70467) señala que la implementación de medidas y programas de eficiencia energética produce mejoras en la seguridad energética, aumento de la competitividad, disminución de emisiones de gases de efecto invernadero, entre otros. Siendo éste un asunto de interés social, público y de conveniencia mundial.

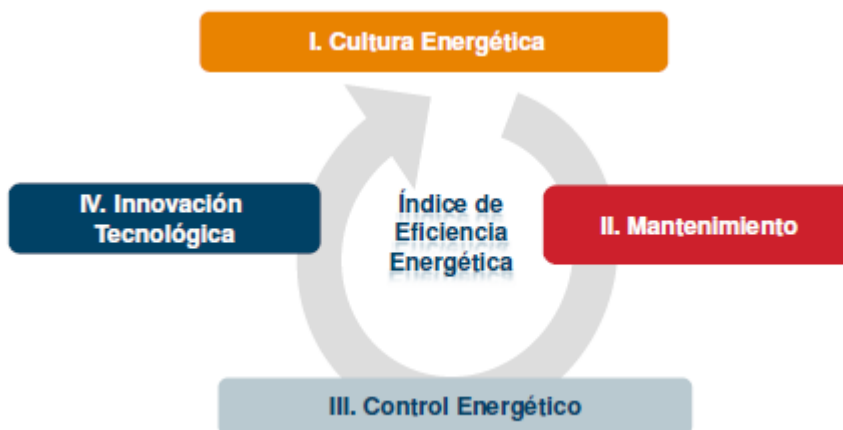
³⁷ CENTRO DE AHORRO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA DE MADRID. Guía de ahorro energético, instalaciones industriales [en línea]. Madrid (España): la institución, 2006 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-ahorro-energetico-instalaciones-industriales-fenercom.pdf>>.

³⁸ UNIDAD DE CAPACITACIÓN Y ASISTENCIA TÉCNICA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA. Manual eficiencia energética para MYPES [en línea]. El Salvador: la institución, 2011 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cnpml.org.sv/ucatee/ucatee/docs/manualversionelectronicaucatee.pdf>>.

³⁹ MINISTERIO DE MINAS Y ENERGIA (REPÚBLICA DE COLOMBIA). Mecanismos e instrumentos financieros para proyectos de eficiencia energética en Colombia [en línea]. Bogotá (Colombia): Unidad de planeación minero energética (UPME), 2011 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <<http://www.si3ea.gov.co/LinkClick.aspx?fileticket=8%2BgUyAt%2BRXA%3D&tabid=90&mid=449&language=es-CO>>.

El ciclo de eficiencia energética en la industria se define a través de cuatro factores clave que lo determinan.

Figura 2. Ciclo de vida eficiencia energética.



Fuente: Gas Natural Fenosa, estudio de eficiencia energética en la PYME.

Para la implementación de medidas y programas de eficiencia energética se deben tener en cuenta diversos factores.

Analizar el nivel de información existente en la organización, la formación interna y la política de empresa en el ámbito de eficiencia energética es fundamental, además de fomentar una concientización sobre la cultura energética en toda la compañía⁴⁰. La cultura energética mide el nivel de sensibilidad en una empresa respecto a los temas relacionados con la eficiencia energética en cuanto a capacitación y grado de compromiso.

Para obtener un alto rendimiento desde el punto de vista energético es necesario que toda la maquinaria y equipos existentes funcionen de la forma más óptima posible, realizando un mantenimiento adecuado con alto grado de compromiso, metodología idónea y disponibilidad de recursos apropiados⁴¹.

También, se debe analizar el nivel de gestión del gasto energético, por medio de métodos de medición e implementación de procesos administrativos adecuados⁴².

El indicador de control energético mide el grado de disponibilidad acerca de cuánto, cómo, dónde y por qué se produce el gasto energético/económico en

⁴⁰ GAS NATURAL FENOSA. Estudio de eficiencia energética en la PYME [en línea]. [s.l]: la compañía, 2009 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <<http://www.gasnaturalfenosa.com/servlet/ficheros/1297126045058/967%5C181%5CEiee2012,0.pdf>>.

⁴¹ CENTRO DE AHORRO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA DE MADRID. Op. Cit., p. 21.

⁴² GAS NATURAL FENOSA. Op. Cit., p. 6.

cada uno de los equipos y/o procesos consumidores de energía. Así mismo, mide la adecuación de los recursos, humanos y técnicos, dedicados a la tarea de monitorización de consumos. Valorando en qué medida los resultados obtenidos gracias al control, se utilizan para concientizar a los empleados de la utilidad de llevar a cabo acciones de control y medidas de eficiencia energética⁴³.

Por último, es muy importante implementar innovación tecnológica en las instalaciones tanto de producción como de servicios generales⁴⁴. Ésta en todos los campos representa una mejora de rendimientos disminuyendo costes de producción, aumentando una eficiencia energética. Generando la adopción de nuevas metodologías de trabajo, modernización e innovación de los equipos, inversión y compromiso por parte de la dirección de la empresa⁴⁵.

2.1.2 Sistemas térmicos.

De acuerdo al libro Modelado de Sistemas Dinámicos (aplicaciones)⁴⁶, los sistemas térmicos son aquellos que involucran transferencia de calor entre distintos cuerpos. Son utilizados con el fin de cubrir necesidades térmicas de calefacción, agua caliente y procesos productivos en diferentes sectores industriales como el químico, textil, agroindustrial, construcción, metal-mecánica, entre otros⁴⁷.

Las calderas, hornos y secadores son los equipos térmicos más representativos. En las industrias que poseen sistemas térmicos, éstos son generalmente los más importantes en los que se basa el proceso de producción. Además, por lo general son los mayores consumidores de energía en las plantas, llegando a alcanzar costos superiores al 50% de la demanda energética total⁴⁸.

2.1.3 Calderas.

Kohan, en Manual de calderas⁴⁹ asegura que una caldera es un aparato de transferencia térmica que convierte combustible fósil, energía eléctrica o nuclear, a través de un medio de trabajo como agua o fluidos orgánicos, y así dirige esta energía hacia algún aparato externo de transferencia de calor, como los utilizados para calefacción de edificios o de utilización en procesos.

⁴³ CENTRO DE AHORRO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA DE MADRID. Op. Cit., p. 42.

⁴⁴ GAS NATURAL FENOSA. Op. Cit., p. 6.

⁴⁵ CENTRO DE AHORRO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA DE MADRID. Op. Cit., p. 50.

⁴⁶ GRACIA CALANDIN, Luis y PEREZ VIDAL, Carlos. Modelado de Sistemas Dinámicos, Aplicaciones. Alicante (España). Editorial Club Universitario. 98p. ISBN. 84-8454-422-2.

⁴⁷ UNIDAD DE CAPACITACIÓN Y ASISTENCIA TÉCNICA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA. Op. Cit., p. 2.

⁴⁸ UNIDAD DE CAPACITACIÓN Y ASISTENCIA TÉCNICA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA. Op. Cit., p. 2.

⁴⁹ KOHAN, Anthony Lawrence. Manual de calderas. Principios operativos de mantenimiento, construcción, instalación, reparación, seguridad, requerimientos y normativas. Madrid (España): McGraw-Hill, 2000, vol 1. ISBN: 84-481-2800-1.

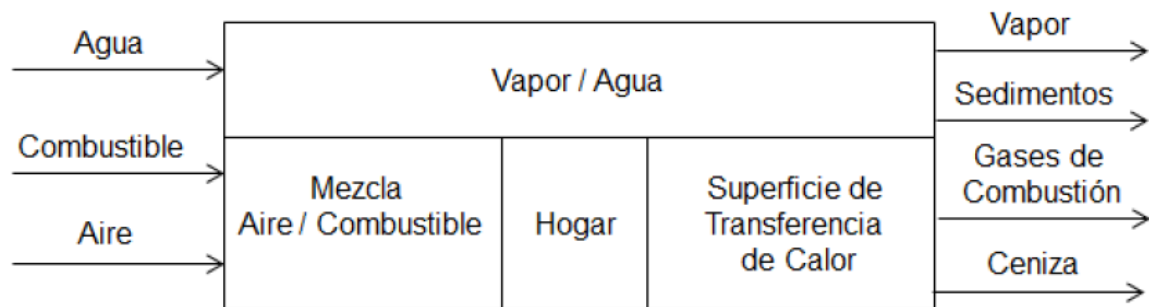
Las calderas trabajan a diferentes presiones y temperaturas, con grandes variaciones de carga y diferentes sistemas de combustión⁵⁰.

Para el diseño de sistemas de calderas se aplican los principios de transferencia térmica. Los fabricantes poseen conocimiento en mecánica de fluidos, metalurgia, resistencia de materiales, controladores, quemadores, y dispositivos de seguridad para estos sistemas, aplicando la normatividad oficial aprobada⁵¹.

Las calderas se clasifican según su movilidad en fija o estacionaria, o móvil o portátil. Según la presión de trabajo, en baja presión (de 0 a 2.5 kg/cm²), media presión (de 2.5 a 10 kg/cm²), alta presión (de 10 a 220 kg/cm²) o supercríticas (más de 200 kg/cm²). Según su generación, de agua caliente o de vapor saturado o recalentado. Según el ingreso de agua a la caldera, en circulación natural (el agua ingresa por efecto térmico) o circulación forzada (el agua circula mediante el impulso de una bomba). Según la circulación del agua y de los gases en la zona de tubos, en pirotubulares (tubos de humo) o acuotubulares (tubos de agua)⁵².

El diagrama básico de una caldera se presenta en la figura 3.

Figura 3. Diagrama básico de una caldera.



Fuente: MEZU VILLEGAS, Jhonatan. Diseño del lazo de control de combustión para la regulación del vapor vivo en una caldera industrial.

En una caldera se presentan dos procesos. El primero es agua-vapor y el otro es combustible + aire - gases de combustión y sistema de calentamiento.

⁵⁰ Ibid., p. 1.

⁵¹ Ibid., p. 1.

⁵² MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo]. Op. Cit., p. 1-2.

2.1.3.1 Caldera Piro-tubular.

Kohan⁵³, también afirma que las calderas de tubos de humo o piro-tubulares (de tubos de fuego) son las que más prevalecen, son utilizadas para aplicaciones de calentamiento de procesos industriales y comerciales. Su configuración está influida por las necesidades de transferencia térmica, de modo que se puede extraer del combustible y del material la mayor parte del calor que las condiciones económicas permitan.

Se clasifican en⁵⁴ tubulares horizontales, económicas o de tipo de cajas de humos, de caja de fuego tipo locomotora, tipo marina escocesa, tubular vertical y caldera vertical sin tubos.

La caldera piro-tubular horizontal representa sólo alrededor del 5% de las calderas en servicio del total de las del tipo de tubos de humo operativas⁵⁵.

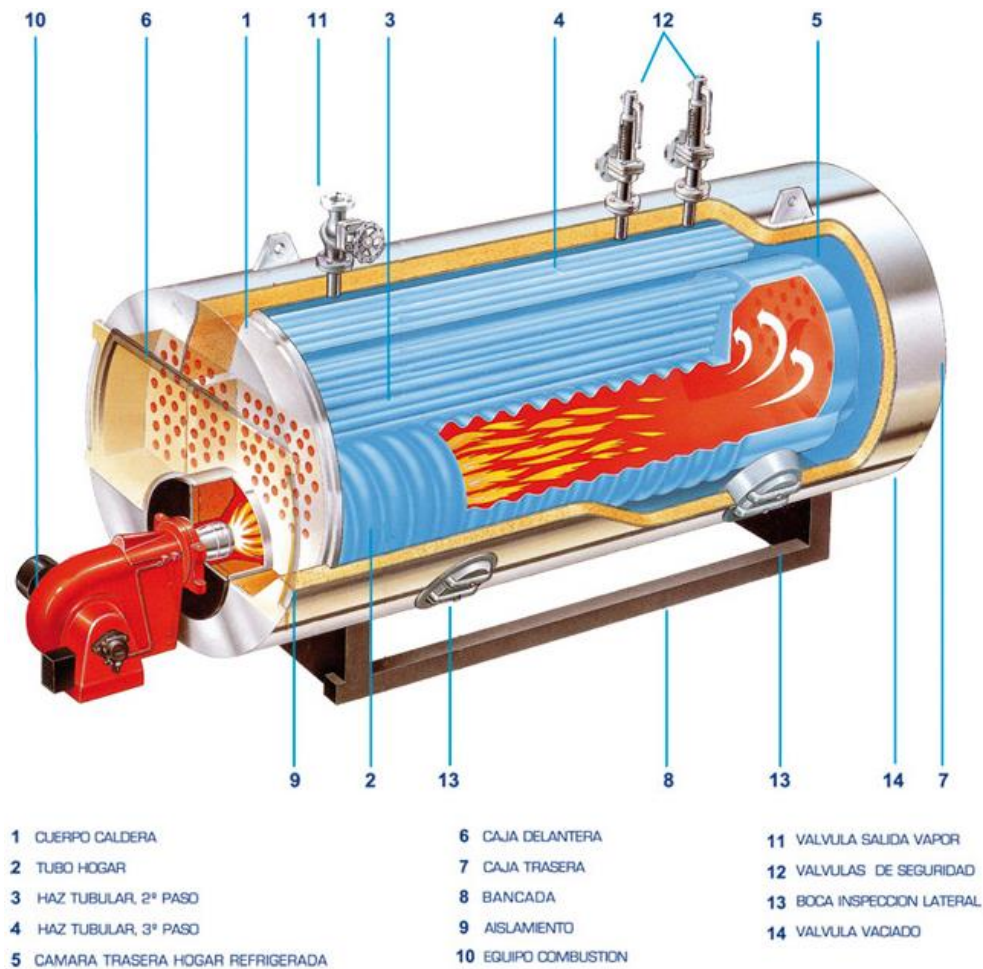
En la figura 4, se puede evidenciar físicamente como está construida una caldera piro-tubular horizontal con algunos de sus componentes. Cabe mencionar que en ésta figura no señalan la chimenea, la cual es un componente fundamental en las calderas.

⁵³ KOHAN. Op. Cit, p. 47.

⁵⁴ KOHAN. Op. Cit, p. 48.

⁵⁵ KOHAN. Op. Cit, p. 48.

Figura 4. Componentes caldera pirotubular horizontal.



Fuente: SOGECAL. Caldera pirotubular.

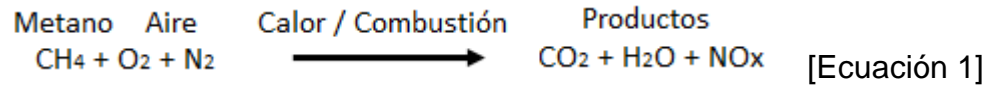
El cuerpo cilíndrico de disposición horizontal, contiene un paquete multitubular de transmisión de calor y una cámara superior de formación y acumulación de vapor, el hogar y los tubos se encuentran totalmente rodeados de agua, la llama se forma en el hogar pasando los humos por el interior de los tubos de los pasos siguientes para finalmente ser conducidos hacia la chimenea⁵⁶. Este tipo de calderas están diseñadas para el aprovechamiento de gases de recuperación⁵⁷.

⁵⁶ BONILLA, Javier, *et. al.* Termodinámica de equipos industriales: eficiencia energética de una caldera [en línea]. Guatemala: Universidad Rafael Landívar, 2009 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.tec.url.edu.gt/boletin/URL_13_QUI03.pdf>.

⁵⁷ MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo]. Op. Cit., p. 3.

2.1.3.2 Proceso de combustión.

El proceso de combustión produce la reacción química que se presenta en la ecuación 1 (para una caldera a gas natural).



En donde:

C = Carbón.

H= Hidrógeno.

O= Oxígeno.

N= Nitrógeno.

En la práctica se presentan diversas condiciones que afectan la combustión estequiométrica completa. Las condiciones con las que opera el quemador no son perfectas y es imposible asegurar la mezcla de las moléculas de carbón, hidrógeno y oxígeno⁵⁸.

Los quemadores son los dispositivos encargados de mezclar adecuadamente el combustible y el aire en las proporciones correctas con el fin de obtener una combustión completa⁵⁹. Éstos determinan la forma y dirección de la flama.

El quemador, el sistema de control y el nivel de control del sistema deben ser compatibles y trabajar de manera complementaria satisfaciendo la demanda de vapor de la planta eficientemente⁶⁰.

Las calderas pueden utilizar diferentes tipos de combustibles⁶¹. Combustibles sólidos como la madera, carbones fósiles, antracita, hulla, lignito, turba, residuos orgánicos, carbón vegetal o leña. Combustibles líquidos, los cuales en general presentan mejores condiciones para entrar en combustión en comparación con los sólidos; son sustancias que se obtienen por destilación del petróleo crudo o de la hulla, entre los cuales están la nafta, kerosén, diésel-oil, fuel-oil y el alquitrán de hulla. Y combustibles gaseosos quienes mejores condiciones tienen para entrar en combustión, como el gas natural, gas de alumbrado, acetileno, gas de agua y el gas de aire.

⁵⁸ COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA (México). Op. Cit., p. 7.

⁵⁹ COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA (México). Op. Cit., p. 11.

⁶⁰ COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA (México). Op. Cit., p. 17.

⁶¹ MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo]. Op. Cit., p. 6.

2.1.3.3 Proceso de alimentación del agua.

El proceso de alimentación de agua a las calderas⁶² se realiza por medio de redes de abastecimiento (circuitos abiertos), bombas impulsoras o termosifón (diferencia de densidades del agua caliente y fría).

El agua de alimentación generalmente se almacena en un tanque el cual debe tener la capacidad suficiente para atender la demanda de la caldera. Una bomba de presión le suministra el agua a la caldera. Se emplean bombas de presión ya que las calderas operan a presiones más elevadas que las que se encuentran en los tanques de agua⁶³.

El agua debe recibir un tratamiento, sin éste, el agua ingresa con impurezas sólidas y diluidas como sales y minerales (presentando características de dureza), lo cual provoca obstrucción, corrosión y/o roturas en interior de la caldera.

Los fines principales que se buscan con el tratamiento son quitar las materias solubles y en suspensión, realizar la eliminación de los gases, reducir los niveles de “dureza” de minerales, calcio y cal, evitar la formación de incrustaciones sobre las superficies de calentamiento de agua y proteger contra la corrosión los metales de las caldera, recuperadores y tuberías⁶⁴.

Los equipos de ablandamiento de aguas para el abastecimiento a las calderas disminuyen la dureza del agua por medio del proceso de intercambio iónico realizando ciclo de servicio, retrolavado, regeneración, lavado lento, lavado rápido y llenado de tanque de salmuera⁶⁵. Este sistema se muestra en la figura 5.

⁶² MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo]. Op. Cit., p. 7.

⁶³ ECONEXT. Calidad de agua para generadores de vapor [en línea]. México: la compañía [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.cnpml.org.sv/ucatee/ee/docs/informacion_calderas_ciclos_de_concentracion.pdf>.

⁶⁴ MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo]. Op. Cit., p. 11.

⁶⁵ V&P ASESORES S.A. Funcionamiento de los Suavizadores de agua [en línea]. San José (Costa Rica): la compañía [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.vypasesores.com/images/sce/docs/Proceso-de-los-suavizadores.pdf>>.

Figura 5. Sistema de ablandamiento de agua.



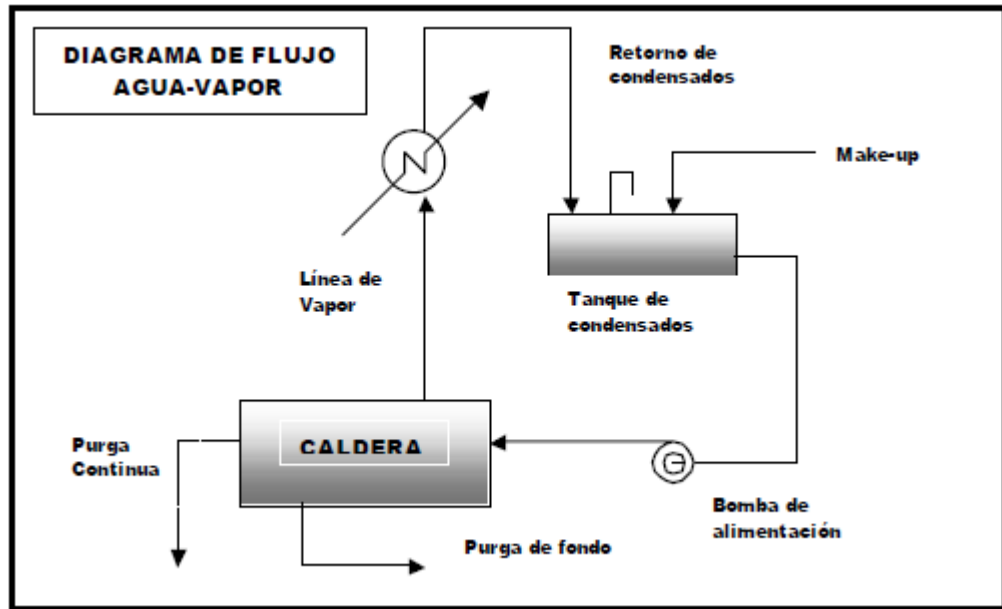
Fuente: V&P ASESORES S.A. Funcionamiento de los Suavizadores de agua.

En la línea de vapor, cuando éste se enfría, se condensa, siendo agua pura. Los condensados poseen gran cantidad de calor, generalmente se implementa un sistema de retorno de éstos al tanque de alimentación del agua. Por lo tanto, a mayor porcentaje de recuperación de condensados menor porcentaje de agua de alimentación (make-up)⁶⁶.

En la figura 6 se detalla el diagrama de flujo agua-vapor del sistema.

⁶⁶ ECONEXT. Op. Cit., p. 4.

Figura 6. Diagrama de flujo agua-vapor caldera.



Fuente: ECONEXT. Calidad de agua para generadores de vapor.

Frecuentemente para el abastecimiento de agua son usadas las bombas centrífugas horizontales, verticales y sumergibles⁶⁷.

El propósito de las bombas es convertir la energía de un primer elemento (motor eléctrico o turbina) en velocidad o energía cinética y luego en energía de presión del fluido a bombear⁶⁸.

Las bombas de efecto centrífugo tienen grandes posibilidades y amplio campo de aplicación, poseen gran velocidad de funcionamiento, permitiendo su accionamiento directo por motores eléctricos, pequeño tamaño y peso, gran seguridad de marcha y servicio y mínimo número de elementos de desgaste⁶⁹.

La bomba centrífuga es una máquina hidráulica compuesta por un impulsor con alabes, que accionado desde el exterior transmite al líquido la energía necesaria

⁶⁷ ORGANIZACIÓN PANAMERICANA DE LA SALUD. Guías para el diseño de estaciones de bombeo de agua potable [en línea]. Lima (Perú): la organización, 2005 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.bvsde.paho.org/bvsacg/guialcalde/2sas/d23/023_Disenostaciones_bombeo/Dise%C3%B1o%20estaciones%20de%20bombeo.pdf>.

⁶⁸ BOMBAS CENTRIFUGAS [Anónimo]. Capítulo 5 [en línea]: [s.n.], 2008 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<https://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/bombas.pdf>>.

⁶⁹ BOMBAS IDEAL S.A. Datos técnicos de hidráulica, bombas. Valencia (España): la compañía 2005 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.bombas-ideal.com/Catalogos/LIBRO%20HIDRAULICA%20%5BD-250112%5D.pdf>>.

para obtener una presión determinada. El impulsor envía el líquido al cuerpo de la bomba el cual transforma su energía cinética en presión, transportándolo hacia el exterior por la tubuladura de descarga⁷⁰.

Para seleccionar correctamente una bomba se debe conocer el sistema donde trabajará.

La presión en la entrada de una bomba y en la tubería de succión tiende a reducirse cuando hay fluido a través de ésta debido a las altas velocidades del flujo.

La cavitación⁷¹ ocurre si ésta reducción sobrepasa la presión de vapor del fluido, ya que se vaporizará el fluido, formando burbujas de vapor en el seno del líquido. Las burbujas son transportadas por el fluido hasta llegar a una mayor presión, el vapor regresa al estado líquido de forma súbita, eliminando las burbujas.

Generalmente se produce en los álabes del impulsor de la bomba, ocasionando ruido y vibraciones, produciendo daños físicos. Además, puede llegar a reducir considerablemente el caudal y rendimiento de la bomba.

La carga neta de succión positiva (NPSH) corresponde a la diferencia entre la presión en la entrada de la bomba y la presión de vapor del fluido. Siendo ésta necesaria para evitar la cavitación.

El fabricante suministra el valor del NPSH requerido, el cual corresponde a la carga mínima que necesita la bomba para mantener un funcionamiento estable. El NPSH disponible es función del sistema de succión de la bomba y debe ser mayor al requerido.

El fenómeno de cavitación también es causado por el exceso de revoluciones del rotor de la bomba. Por lo cual, es necesario verificar que la velocidad específica de operación no sobrepase la máxima dada por el fabricante.

2.1.3.4 Eficiencia en calderas.

La eficiencia de una caldera⁷² corresponde a la razón entre el calor absorbido y el calor transferido al fluido de trabajo. Por lo tanto, la diferencia entre el calor liberado y el calor absorbido corresponderá a las pérdidas de calor.

El exceso de aire es una de las causas de pérdidas de calor, tiene relación con la cantidad de aire necesario para conseguir una buena mezcla aire/combustible y con ello una buena combustión. La magnitud del exceso de aire mínimo varía de acuerdo al tipo de combustible y a la tecnología del quemador. En la tabla N°1 se pueden observar valores referenciales para diferentes tipos de combustibles y quemadores, pero en general expertos sugieren trabajar con excesos de aire

⁷⁰ Ibid., p. 5.

⁷¹ ORGANIZACIÓN PANAMERICANA DE LA SALUD. Op. Cit., p. 7-8.

⁷² OELKER. Op. Cit., p. 1.

levemente superiores a los presentados con el fin de compensar problemas de combustión asociados a variaciones en las propiedades del combustible y en el aire requerido para la combustión (presión atmosférica y temperatura).

Tabla 1. Valores referenciales de exceso de aire de acuerdo al tipo de combustible y quemador.

COMBUSTIBLE	TIPO DE QUEMADOR	EXCESO DE AIRE MÍNIMO
Gas Natural	Atmosférico	65 %
	Tipo Anillo	45 %
	Boquillas	10 %
	Bajo exceso de aire	1 %
Petróleo	Atomizado por presión	15 %
	Copa rotativa	22 - 35 %
	Atomizado con vapor o aire	8 - 15 %
Carbón	Parrilla móvil	36 %
	Parrilla fija	36 %
	Pulverizado	8 %

Fuente: OELKER BEHN, Arnulfo. Análisis de la eficiencia en calderas.

Sin embargo, trabajar con excesos de aire inferiores a los recomendados⁷³ también provoca disminuciones drásticas en la eficiencia de una caldera, debido a la combustión incompleta del combustible. Además, produce la formación de depósitos al interior de la caldera y la emisión de productos de la combustión con características explosivas y tóxicas.

Por medio de la medición del contenido de O₂ o CO₂ y CO presente en los productos de la combustión se determina el exceso de aire con el que está trabajando una caldera.

Con el fin de reducir las pérdidas de calor asociados a un exceso de aire diferente al requerido, hay que tener en cuenta el ajuste de la presión del combustible, el ajuste de la presión del hogar, calibrar la entrada de aire al quemador, tener en cuenta la presión de atomización, temperatura del combustible, posición del quemador, espesor de la cama de combustible sólido, entre otros aspectos.

Para las calderas que utilizan gas, la pérdida de calor asociada a la temperatura de los gases de combustión es directamente proporcional y representa aproximadamente un 18%.

Las incrustaciones⁷⁴, las cuales se presentan por donde circula el agua, y al espesor de la capa de hollín, generado en la sección de fuego, actúan como

⁷³ OELKER. Op. Cit., p. 3.

⁷⁴ OELKER. Op. Cit., p. 5.

aislantes afectando el flujo de calor y provocando deterioros considerables en la eficiencia.

Como ya se había mencionado anteriormente, con el fin de incrementar la eficiencia se suelen implementar métodos para precalentamiento del agua de alimentación, así mismo se implementan técnicas de precalentamiento del aire de combustión, permitiendo una combustión más compleja⁷⁵.

Los gases de combustión salen de la caldera generalmente a una temperatura superior de 230°C, ésta energía puede ser utilizada para precalentar el agua de alimentación o el aire de combustión. Así mismo, el calor recuperado de los gases puede aprovecharse en un equipo distinto⁷⁶.

Los intercambiadores de calor que permiten que los gases de escape calientes cedan calor al agua de alimentación, se denominan economizadores. Para el precalentamiento del aire de combustión se suelen utilizar pre-calentadores, los cuales son un tipo especial de intercambiadores de calor gas-aire.

Por otra parte, la realización de purgas en las calderas son fundamentales para remoción de sólidos disueltos que se puedan desarrollar en el agua, además debe hacerse después de todo encendido o puesta en marcha para limpiar los pasos del hogar de todo combustible y así evitar explosiones del lado del hogar⁷⁷. Sin embargo, al realizarlas se genera pérdida de calor, por ende se deben realizar solo las necesarias. Varias empresas suelen implementar sistemas recuperadores de calor de purgas.

Los ciclos de encendido/apagado generan pérdidas de calor por radiación, además, en la secuencia de encendido del quemador, se generan pérdidas de calor en el barrido que se realiza antes de la combustión y cuando este aire se encuentra detenido debido a la acción del tiraje natural del equipo⁷⁸.

Con el fin de operar más eficientemente, las calderas deben trabajar cerca de su máxima capacidad.

2.1.3.5 Control en calderas.

Un sistema de control y monitoreo automático es fundamental en las calderas ya que proporciona control, seguridad y protección.

Los factores a regular en una caldera⁷⁹ son la presión de vapor de salida, el exceso de aire/combustible, el nivel del agua y la presión del combustible.

⁷⁵ OELKER. Op. Cit., p. 6.

⁷⁶ UNIDAD DE CAPACITACIÓN Y ASISTENCIA TÉCNICA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA. Op. Cit., p. 4.

⁷⁷ KOHAN. Op. Cit., p. 2-4.

⁷⁸ OELKER. Op. Cit., p. 10-11.

⁷⁹ BOTIA BECERRA, Javier y PARRA CONTRERAS, Manuel. Simulación y cuantificación del ahorro energético de una caldera pirotubular bajo control on-off y continuo [en línea]. Bucaramanga

Hay que tener en cuenta los factores perturbadores los cuales se originan con la demanda de vapor, desequilibra la relación entre la energía que entra en forma de combustible y la que sale en forma de vapor, afectando los factores a regular⁸⁰.

Los factores de control compensan la influencia de factores perturbadores sobre los factores a regular. Los principales a considerar son el flujo de combustible, con el que se controla la variación de la presión de vapor. El flujo de aire, con el que se sostiene una relación aire/combustible adecuada. Y el flujo de agua de alimentación el cual debe ser igual al flujo de vapor que sale más las pérdidas para controlar el nivel de agua⁸¹.

2.1.4 Hornos térmicos.

En los hornos térmicos el calor generado al quemar un combustible es utilizado con el fin de transformar físicamente un producto. Debido a la similitud en el principio de operación con las calderas, siendo éstos sistemas térmicos, las medidas de mejora en la eficiencia de una caldera, expuestas ...en la sección 2.1.3.4..., tales como un buen aislamiento térmico del equipo, la recuperación de calor de los gases, entre otras, pueden también aplicarse a estos sistemas.

2.1.5 Transferencia de calor.

Las leyes de la termodinámica tratan de la transferencia de energía, pero sólo se aplican a sistemas que están en equilibrio (pueden utilizarse para predecir la cantidad de energía requerida para modificar un sistema de un estado de equilibrio a otro), pero no sirven para predecir la rapidez (tiempo) con que pueden producirse estos cambios. La transferencia de calor, complementa los principios termodinámicos, proporcionando métodos de análisis que permitan predecir esta velocidad de transferencia térmica⁸².

La transmisión de calor tiene lugar por tres mecanismos básicos: conducción, convección y radiación.

2.1.5.1 Conducción.

Es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre

(Colombia): Universidad Industrial de Santander, 2005 [citado en 2 de octubre de 2015] Disponible en internet: <<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/6144/2/118460.pdf>>.

⁸⁰ BOTIA. Op. Cit., p. 78.

⁸¹ BOTIA. Op. Cit., p. 78.

⁸² PANANA GIRIO, Alberto Emilio. Transferencia de calor [en línea]. Callao (Perú): Universidad Nacional de Callao, 2011 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.unac.edu.pe/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/Setiembre_2011/IF_PANANA%20GIRIO_FIQ/Informe%20final%20Texto.pdf>.

esas partículas. Tiene lugar en sólidos, líquidos o gases. La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio, depende de la configuración geométrica, espesor y material de éste, además de la diferencia de temperatura a través de él⁸³.

Se concluye que, “la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa”⁸⁴, es decir,

$$\dot{Q}_{\text{Conducción}} = k \cdot A \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -k \cdot A \frac{\Delta T}{\Delta x} = -k \cdot A \frac{dT}{dx} \quad [\text{Ecuación 2}]$$

Donde,

$\dot{Q}_{\text{Conducción}}$ = Razón de transferencia de calor por conducción [W].

k = Conductividad térmica del material [W/m *K].

A = Área de transferencia de calor [m²].

ΔT = Diferencia de temperatura [K].

Δx = Espesor [m].

dT/dx = Gradiente de temperatura.

Cabe mencionar que el signo negativo en la ecuación 2 garantiza que la transferencia de calor en la dirección x positiva sea una cantidad positiva. Por otra parte, el área A de transferencia de calor siempre es normal (o perpendicular a la dirección de esa transferencia).

2.1.5.2 Convección.

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que está en movimiento. Comprende los efectos combinados de conducción y el movimiento de fluidos, ya que en ausencia de cualquier movimiento masivo del fluido, la transferencia de calor es por conducción pura⁸⁵.

La transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido (viscosidad dinámica, densidad, calor específico, entre otros), de la superficie en contacto con el fluido, del tipo de flujo (laminar o turbulento) y de la velocidad de transferencia de calor por convección, siendo esta última proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido.

⁸³ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. 920p. ISBN: 978-0-07-339812-9.

⁸⁴ Ibid., p.18.

⁸⁵ Ibid., p.25.

Su modelo matemático se representa mediante la ley de enfriamiento de Newton⁸⁶, la cual expresa en la ecuación 3.

$$\dot{Q}_{Convección} = h \cdot A_s \cdot (T^\infty - T_s) \text{ [Ecuación 3]}$$

Donde:

$\dot{Q}_{Convección}$ = Razón de transferencia de calor por convección [W].

T_s = Temperatura de la superficie en contacto con el fluido [°C].

T^∞ = Temperatura del fluido lo suficientemente lejos de la superficie [°C].

A_s = Área de la superficie [m²].

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m² *°C].

La convección se clasifica en natural (o libre) y forzada⁸⁷. La primera es generada cuando el movimiento del fluido es debido a causas naturales. La segunda se caracteriza por que el movimiento del fluido es causado por medios externos como bombas o ventiladores.

La convección forzada se clasifica en interna o externa dependiendo si el flujo del fluido es interno (flujo de fluido transportado por una tubería o ducto, limitado por completo por superficies sólidas) o externo (flujo de fluido no limitado por una superficie como exterior de un tubo, una placa o alambre).

En el análisis de convección se emplean los siguientes números adimensionales: número de Reynolds (Re) número de Nusselt (Nu), número de Prandtl (Pr), número de Grashof (Gr) y número de Rayleigh (Ra).

2.1.5.3 Radiación.

La energía emitida por forma de fotones (ondas electromagnéticas) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas se denomina radiación⁸⁸. No necesita de un medio interventor y es más rápida que la transferencia de calor por conducción o convección.

Cabe aclarar que la radiación térmica es la forma de radiación emitida por los cuerpos debido a su temperatura, siendo diferente de otras formas de radiación como los rayos x, rayos gamma, las microondas, las ondas de telecomunicaciones, ya que no están relacionadas con la temperatura⁸⁹.

Su modelo matemático se representa mediante la ecuación 4.

$$\dot{Q}_{radiación} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_i \cdot (T_i^4 - T_{alred}^4) \text{ [Ecuación 4]}$$

Donde,

⁸⁶ Ibid., p.374-375.

⁸⁷ Ibid., p.373.

⁸⁸ Ibid., p.27.

⁸⁹ Ibid., p. 27.

$\dot{Q}_{radiación}$ = Razón de transferencia de calor por radiación [W].

ε = Coeficiente de emisividad del material de la superficie [adimensional].

σ = Constante de Stefan-Boltzmann [W/m²].

A_i = Área de la superficie [m²].

T_i = Temperatura de la superficie [K].

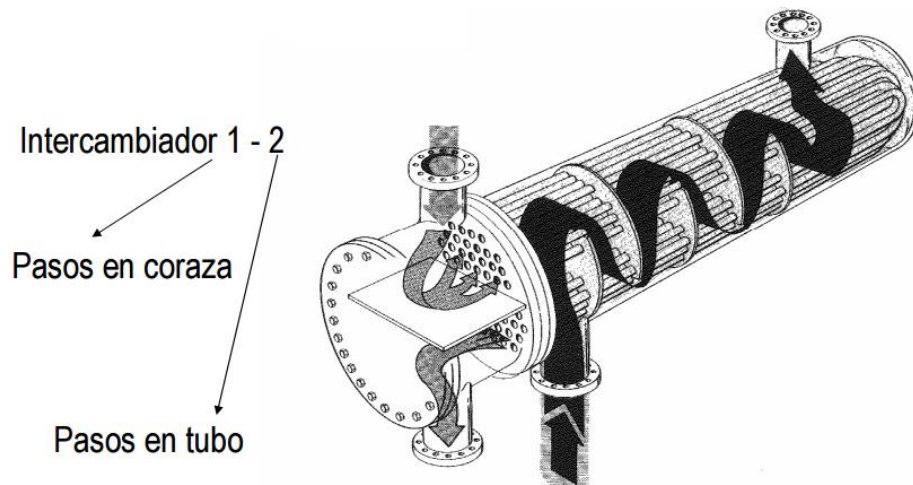
T_{alred} = Temperatura de la superficie que se encuentra alrededor de otra [K].

2.1.6 Intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que facilita la transferencia de calor de una corriente fluida a otra⁹⁰.

La construcción más básica y común de los intercambiadores de calor es el de tipo tubo y coraza. Este tipo consiste en un conjunto de tubos en un contenedor denominado coraza⁹¹.

Figura 7. Intercambiador de calor de tubos y coraza.



Fuente: Anónimo. Intercambiadores de tubo y carcasa.

El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina comúnmente flujo interno y aquel que fluye en el interior del contenedor como fluido de coraza o fluido

⁹⁰ INTERCAMBIADORES DE calor [Anónimo] [en línea]. España: [s.n.], 2011 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2011/447/42501/1/Documento15.pdf>.

⁹¹ JARAMILLO, O. Intercambiadores de calor [en línea]. México: Universidad Autónoma de México. Centro de investigaciones de energía, 2007 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>>.

externo. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la coraza por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado⁹².

En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja se circula del lado de la coraza. Esto es debido a los costos en materiales, los tubos del intercambiador de calor se pueden fabricar para soportar presiones más altas que la coraza del cambiador con un costo mucho más bajo⁹³.

2.1.7 Torres de enfriamiento.

Las torres de enfriamiento⁹⁴ son equipos que se implementan con el fin de enfriar agua y otros fluidos a temperaturas próximas a las ambientales.

Varían en tamaño desde pequeñas a estructuras muy grandes que pueden sobrepasar los 120 metros de altura y 100 metros de longitud.

Consigue disminuir la temperatura del agua caliente que proviene de un circuito de enfriamiento mediante la transferencia de calor y materia al aire que circula por el interior de la torre. A fin de mejorar el contacto aire-agua, se utiliza un entramado denominado “relleno”. El agua entra en la torre por la parte superior y se distribuye uniformemente sobre el relleno utilizando pulverizadores. De esta forma, se consigue un contacto óptimo entre el agua y el aire atmosférico⁹⁵.

2.2 MARCO TÉCNICO

A continuación se presenta el marco técnico, donde se definen algunas herramientas que permiten abordar el problema.

2.2.1 Solidworks flow simulation.

Es una herramienta la cual permite simular el flujo de fluidos, las fuerzas que éstos ejercen y la transferencia de calor, en condiciones reales, crear casos hipotéticos y analizar con rapidez los efectos⁹⁶.

⁹² Ibid., p. 3.

⁹³ Ibid., p. 3-4.

⁹⁴ MENDOZA CARRANZA, Javier, QUISPE LEON, Sandra y VILCAPOMA SARMIENTO, María. Torres de enfriamiento [en línea]. Callao (Perú): Universidad Nacional del Callao, facultad de Ingeniería Química, 2007 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://galeon.com/jackzavaleta/balw6.pdf>>.

⁹⁵ Ibid., p. 2.

⁹⁶ SOLID BL. Solidworks flow simulation [en línea]. España [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.solid-bi.es/productos/Productos/show/solidworks-flow-simulation-161>>.

Presenta integración con el software de CAD en 3D de solidworks, y además, posibilita la comparación de variaciones de diseño, con el fin de crear productos de mayor rendimiento⁹⁷.

Éste software presenta ventajas las cuales agilizan y facilitan su uso, al mismo tiempo proporciona una solución sólida y extraordinariamente precisa, lo que la diferencia de los demás⁹⁸.

2.2.2 CADe SIMU.

Es una herramienta que permite recrear automatismos eléctricos y simularlos. La simulación visualiza el estado de cada componente electromecánico. La interfaz gráfica permite diseñar planos eléctricos de forma sencilla⁹⁹. Cuenta con las siguientes librerías:

- ✓ Alimentaciones CA y CC.
- ✓ Fusibles y seleccionadores.
- ✓ Contactores de potencia.
- ✓ Interruptores de potencia (automáticos, diferenciales, relé térmico y disyuntores).
- ✓ Motores eléctricos.
- ✓ Variadores de velocidad.
- ✓ Entre otros.

2.3 MARCO LEGAL

En seguida se presenta el marco legal de la investigación, donde se nombran algunas leyes y normas que permiten abordar el proyecto.

⁹⁷ DASSAULT SYSTÈMES SOLIDWORKS CORP. SOLIDWORKS Flow Simulation [en línea]. España: la compañía [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/flow-simulation.htm>>.

⁹⁸ DASSAULT SYSTÈMES SOLIDWORKS CORP. Por qué Solidworks flow simulation es la opción perfecta para los ingenieros de producto [en línea]. México [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.intelligy.com.mx/archivos/solidworks-flow.pdf>>.

⁹⁹ CASAS DUARTE, Benjamín. Tutorial CaDe_SIMU [en línea]. Veracruz (México): Universidad Tecnológica de Gutiérrez Zamora, junio de 2015 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://es.slideshare.net/gargakuichin/tutorial-cadesimu>>.

2.3.1 Protocolo de Kioto.

El protocolo de Kioto es un acuerdo internacional relacionado con la Convención Marco de Naciones Unidas sobre Cambio Climático, el cual compromete a los países industrializados a reducir la emisión de gases de efecto invernadero.

Estableciendo metas ha promovido en los gobiernos el establecimiento de leyes y políticas, a las empresas a tener el medio ambiente en cuenta a la hora de toma decisiones, y además ha propiciado la creación del mercado del carbono¹⁰⁰.

Según el IDEAM, Colombia genera el 0,37% de las emisiones de gases efecto invernadero¹⁰¹. Aunque es un porcentaje bajo, es fundamental disminuirlo.

El Estado Colombiano ratificó la Convención Marco de Cambio Climático mediante la ley 164 de 1994 y el Protocolo de Kioto mediante la Ley 629 del 27 de diciembre de 2000¹⁰².

2.3.2 ISO 50001.

ISO (Organización Internacional de Normalización) tiene como miembros a alrededor de 160 organismos nacionales de normalización a nivel mundial. Ofrece más de 18 600 normas, brindando herramientas prácticas para el desarrollo sostenible, teniendo en cuenta el factor económico, ambiental y social¹⁰³.

La ISO 50001:2011 es una Norma Internacional voluntaria, la cual proporciona a las organizaciones los requisitos para los sistemas de gestión de energía (SGEn)¹⁰⁴. Brinda beneficios para las organizaciones grandes y pequeñas, en los sectores público y privado, en la manufactura y los servicios, en todas las regiones del mundo. Establece un marco para las plantas industriales, instalaciones comerciales, institucionales y gubernamentales, y organizaciones enteras para

¹⁰⁰ MINISTERIO DE AMBIENTE Y DESARROLLO SOSTENIBLE DE LA REPUBLICA DE COLOMBIA. Protocolo Kioto [en línea]. Colombia: la entidad [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<https://www.minambiente.gov.co/index.php/component/content/article?id=458:plantilla-cambio-climatico-14>>.

¹⁰¹ MINISTERIO DE RELACIONES EXTERIORES DE LA REPÚBLICA DE COLOMBIA. Cambio Climático [en línea]. Colombia: CANCELLERÍA COLOMBIANA [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cancilleria.gov.co/international/politics/environmental/climate>>.

¹⁰² COLOMBIA. UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA (UPME). Ley 629. (27, diciembre, 2000). Por la cual se ratifica el Protocolo de Kyoto [en línea] [citado en 2 de octubre de 2015] Disponible en internet: <https://unfccc.int/files/adaptation/adverse_effects_and_response_measures_art_48/application/pdf/200310_ed_paper_colombia.pdf>.

¹⁰³ ORGANIZACIÓN INTERNACIONAL DE NORMALIZACIÓN (ISO). Sistema de Gestión de Energía ISO 50001 [en línea]. Ginebra (Suiza): El instituto, 2011. 16p. [citado en 2 de octubre de 2015]. ISBN: 978-92-67-10552-9. Disponible en internet: <http://www.iso.org/iso/iso_50001_energy-es.pdf>.

¹⁰⁴ Ibid., p. 6.

gestionar la energía. Se estima que la norma, dirigida a una amplia aplicabilidad a través de los sectores económicos nacionales, podría influir hasta en un 60% del consumo de energía del mundo.

La oficina de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUDI) consideró necesaria una estrategia de solución efectiva para el cambio climático y la proliferación de normas nacionales de gestión de la energía, por lo cual realizó la solicitud a ISO para el desarrollo de una norma internacional de gestión de la energía¹⁰⁵.

ISO 50001 proporciona a las organizaciones estrategias de gestión para aumentar la eficiencia energética y reducir costos. Su propósito es proporcionar a las organizaciones un reconocido marco de trabajo para la integración de la eficiencia energética en sus prácticas de gestión. Las organizaciones multinacionales tendrán acceso a una norma única y armonizada para su aplicación en toda la organización con una metodología lógica y coherente para la identificación e implementación de mejoras¹⁰⁶.

Tiene por objeto ayudar a las organizaciones a aprovechar mejor sus actuales activos de consumo de energía, crear transparencia y facilitar la comunicación sobre la gestión de los recursos energéticos, promover las mejores prácticas de gestión de la energía y reforzar las buenas conductas de gestión de la energía, ayudar a las instalaciones en la evaluación y dar prioridad a la aplicación de nuevas tecnologías de eficiencia energética, proporcionar un marco para promover la eficiencia energética a lo largo de la cadena de suministro, facilitar la mejora de gestión de la energía para los proyectos de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero, permitir la integración con otros sistemas de gestión organizacional, como el ambiental, salud y seguridad¹⁰⁷.

Ha sido diseñada para ser aplicada por cualquier organización y es aplicable independientemente¹⁰⁸.

2.3.3 Ley Nº 1665 del 16 de julio de 2013.

Mediante la Ley Nº 1665 del 16 de julio de 2013 se aprueba el “ESTATUTO DE LA AGENCIA INTERNACIONAL DE ENERGÍAS RENOVABLES (IRENA)”, hecho en Bonn, Alemania, el 26 de enero de 2009.

De acuerdo al artículo 2. La agencia promoverá “la contribución de las energías renovables a la conservación del medio ambiente al mitigar la presión ejercida sobre los recursos naturales y reducir la deforestación, sobre todo en las regiones tropicales, la desertización y la pérdida de biodiversidad; a la protección del clima; al crecimiento económico y la cohesión social, incluido el alivio de la pobreza y el

¹⁰⁵ Ibid., p. 11.

¹⁰⁶ Ibid., p. 3.

¹⁰⁷ Ibid., p. 3-4.

¹⁰⁸ Ibid., p. 9.

desarrollo sostenible; al acceso al abastecimiento de energía y su seguridad; al desarrollo regional y a la responsabilidad intergeneracional.¹⁰⁹

2.3.4 Ley N° 1715 del 13 de mayo de 2014.

Por medio de la Ley N° 1715 del 13 de mayo de 2014 se regula la integración de las energías renovables no convencionales al sistema energético nacional.

El capítulo I. Disposiciones generales, Artículo 1. Objeto, decreta:

“La presente ley tiene por objeto promover el desarrollo y la utilización de las fuentes no convencionales de energía, principalmente aquellas de carácter renovable, en el sistema energético nacional, mediante su integración al mercado eléctrico, su participación en las zonas no interconectadas y en otros usos energéticos como medio necesario para el desarrollo económico sostenible, la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y la seguridad del abastecimiento energético. Con los mismos propósitos se busca promover la gestión eficiente de la energía, que comprende tanto la eficiencia energética como la respuesta de la demanda”¹¹⁰.

¹⁰⁹ COLOMBIA. CONGRESO DE LA REPUBLICA. Ley 1665 (16, Julio, 2013). Por medio del cual se aprueba el “Estatuto de la agencia internacional de energías renovables (IRENA)”, hecho en Bonn, Alemania, el 26 de Enero de 2009. Bogotá D.C., 2013, 63p.

¹¹⁰ COLOMBIA. CONGRESO DE LA REPUBLICA. Ley 1715 (13, Mayo, 2014). Por medio de la cual se regula la integración de las energías renovables no convencionales al sistema energético nacional. Bogotá D.C., 2014, 26p.

3. INGENIERÍA DEL PROYECTO

El presente capítulo de detallan todos los métodos, algunas definiciones, procedimientos y cálculos que se llevaron a cabo en el desarrollo del proyecto.

3.1 LEVANTAMIENTO DEL SISTEMA ACTUAL

Con el fin de lanzar al mercado productos en base de EPS (poliestireno expandido, por sus siglas en inglés) utilizados en la industria de la construcción, en embalaje y envases, nace en el año 2002 IDECOL S.A.¹¹¹ con la instalación de una planta de bloqueo y expansión.

El poliestireno expandido es un polímero de alta calidad. Contiene pentano, encargado de generar la expansión del polímero cuando se expone a un calentamiento¹¹².

En el mercado existen diversos tipos y marcas de EPS, los cuales se diferencian según el tamaño (fino, pequeño, mediano, grande y extra grande), las propiedades de la elaboración y los campos de aplicación¹¹³.

3.1.1 Descripción del sistema de vapor en la empresa IDECOL S.A.

El suministro de vapor en la empresa Idecol S.A se obtiene por medio de una caldera pirotubular horizontal con capacidad de generación de 125 BHP, marca colmaquinas, que utiliza como combustible gas natural. El suministro se da a una presión de 100 Psig.

¹¹¹ IDECOL S.A. [en línea] [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.idecol.com.co/>>.

¹¹² RODRIGUEZ, Urbano. Elaboración de cuerpos moldeados a base de poliestireno expandido (EPS). 157p.

¹¹³ Ibid., p. 24.

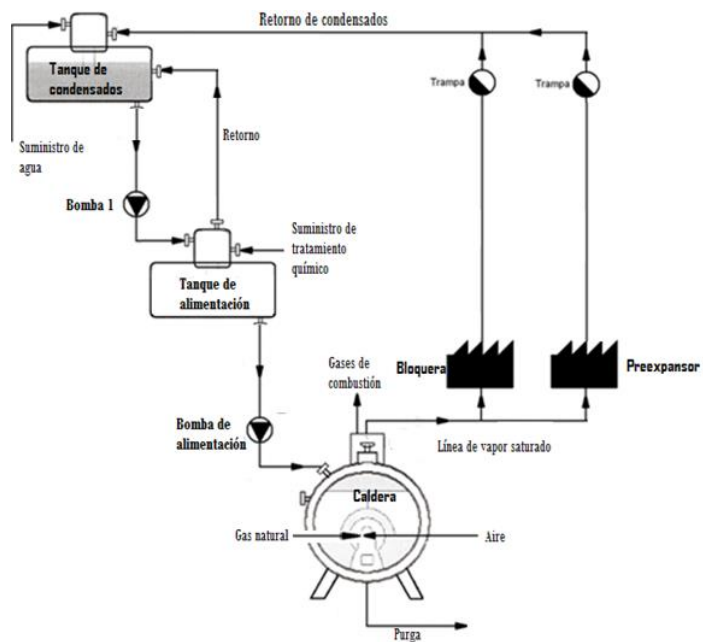
Figura 8. Caldera pirotubular Colmaquinas, 125 BHP.



Fuente: Propia.

Este equipo es empleado para la producción de servicios (vapor) utilizados en los procesos de expansión y bloqueo de EPS. El respectivo diagrama de flujo de proceso (PFD) se muestra en la figura 9.

Figura 9. Proceso de generación de vapor Idecol S.A.



Fuente: Propia.

3.1.1.1 Características agua de alimentación.

La planta posee un suavizador de agua, el cual es el encargado de disminuir la dureza del agua de alimentación (...véase el numeral 2.1.3.3...). Cabe mencionar que actualmente este equipo no se encuentra en funcionamiento.

Sin embargo, diariamente al tanque de condensados le ingresa aproximadamente un litro de agua con tratamiento químico, cantidad recomendada por un especialista. Mensualmente se realiza una toma de muestra correspondiente al agua de la purga de la caldera, con lo cual se verifica el correcto suministro de tratamiento. Por ejemplo, en la tabla 2 se detallan los resultados de los análisis del agua realizados en junio y agosto del 2015.

Tabla 2. Resultados análisis del agua de la caldera (junio y agosto del 2015).

PARAMETRO	RESULTADO	RESULTADO	OPTIMOS
Fechas	10-06-15	12-08-15	
Color	Blanco	Cristalino	Incoloro
Olor	No	No	Inodoro
Turbidez	No	No	Ausente
Ph	9.5	10	10.5 a 11.5
Dureza	10	0	0 a 10 máx.
Alcalinidad P	90	130	Max 500 ppm
Alcalinidad M	110	620	Max 1.000 ppm
Sulfitos	0	20	Min 30 ppm
Fosfatos	0	20	min 40 ppm
Conductividad	4000	3100	Máx. 3500 omh/cm

Fuente: Dismongo S.A.S. Resultados toma de muestras.

De acuerdo a la tabla 2, la muestra del 12-08 indica contenido ligeramente bajo de tratamiento, por lo cual, el especialista recomendó realizar doble adición de tratamiento por un día y por única vez y en adelante adiciones diarias recomendadas.

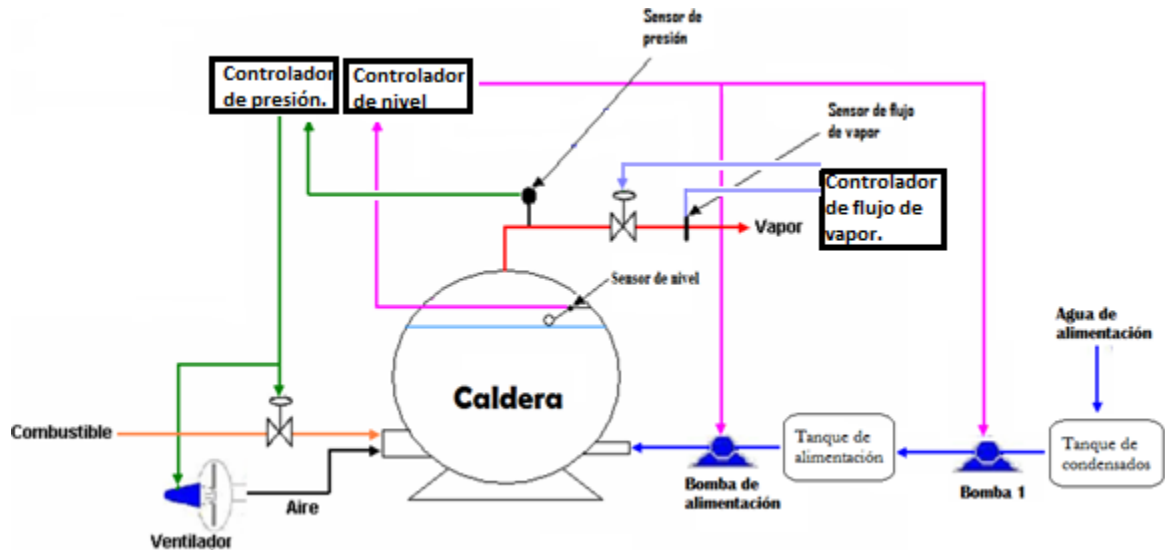
3.1.1.2 Instrumentación y control en la caldera.

Como se especifica ...en la sección 2.1.3.5... los principales factores a controlar en una caldera, teniendo en cuenta los factores perturbadores que se originan con la demanda de vapor, son el flujo de combustible, con el que se controla la variación de la presión de vapor. El flujo de aire, con el que se sostiene una

relación aire/combustible adecuada. Y el flujo de agua de alimentación el cual debe ser igual al flujo de vapor que sale más las pérdidas para controlar el nivel de agua.

Por lo tanto, en la figura 10 se muestran los lazos principales de control en la caldera.

Figura 10. Principales lazos de control en la caldera



Donde,

- Lazo de control de presión
- Lazo de control de nivel
- Lazo de control de flujo de vapor

Fuente: BOTIA BECERRA, Javier y PARRA CONTRERAS, Manuel. Simulación y cuantificación del ahorro energético de una caldera pirotubular bajo control on-off y continuo (modificado).

La caldera cuenta con una estrategia de control on/off, algunos de sus dispositivos de control se presentan a continuación.

✓ Sensor de llama:

El detector de llama ultravioleta C7027A 1023 marca HONEYWELL¹¹⁴ detecta la radiación ultravioleta emitida por las llamas de combustión generadas en la

¹¹⁴ HONEYWELL INTERNACIONAL INC. C7027A, C7035A, C7044A, C7927A Minipeeper Ultraviolet Flame Detectors [en línea]. Toronto (Canadá): La compañía, 2007 [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cavalieri.com.ar/uploads/products/587457d861714310d953391f885ecd8c861f9a71.pdf>>.

caldera. Se encuentra instalado en una tubería de avistamiento de ½" usando un collar integral y sellos contra presiones de hasta 5 PSI.

Cuando una llama es detectada, el sensor cierra un contacto auxiliar interno, de lo contrario abre el contacto.

✓ Control programador de llama para quemadores a gas:

El sistema de seguridad marca Meltronic PQ3001 posee control programado contra falla en llama para quemadores de tiro forzado con encendido de dos etapas (confirmación de piloto) para combustible a gas natural, para seguridad de llama (fotocelda UV) y aire (interruptor de presión externo).

Presenta tiempo de prebarrido (35 segundos), de respuesta a falla en llama (3 segundos) y de postbarrido (15 segundos).

Con salidas a transformador de ignición (el cual maneja voltajes de 110v a 6000v), electroválvula de combustible principal, electroválvula de combustible piloto y motor.

Cabe precisar que este controlador se encuentra implementado tanto en la caldera como en el horno de recocido.

✓ Motor modulador:

El motor modulador DUNGS EMP-5 (ver figura 11) controla la apertura de dampers los cuales permiten el ingreso de aire a la caldera. Así mismo, ejecuta el control de la válvula de ingreso de combustible hacia el quemador.

Figura 11. Motor modulador DUNGS EMP-5.



Fuente: Propia.

La posición del actuador es proporcional a la corriente de entrada desde el controlador primario. El convertidor de corriente-posición es un dispositivo de estado sólido de conmutación unido al lado de la carcasa y recibe su señal de realimentación desde el potenciómetro en el actuador con un brazo accionado por el eje de salida. La señal de entrada es de 4-20 mA DC, (pero es ajustable en campo)¹¹⁵.

Cuando la demanda de presión de vapor varia, el presostato le envía una señal al motor modulador, el cual compensa regulando la mezcla de aire-combustible de entrada a la caldera aumentando la presión¹¹⁶.

✓ Sensor de presión de vapor:

La caldera cuenta con un presostato de control de operación Honeywell L404A (ver figura 12) el cual permite una operación segura y un eficiente del gasto de combustible. Maneja valores establecidos de presión de 90-100 psig.

Figura 12. Presostato Honeywell L404A.



Fuente: Grupo DELPIN. Honeywell L404.

Posee membrana de acero inoxidable, dos tornillos de ajuste para seteo de presión principal y diferencial. Tiene platinas indicadoras en unidades [psi] y [kg/cm²].

Se encuentra ubicado con una trampa de vapor de agua la cual aísla al sensor de altas temperaturas y humedades.

¹¹⁵ KARL DUNGS INC. EMP-5 Drive Modulating Actuator Installation Instruction [en línea]. USA: La compañía, 2014 [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <https://www.dungs.com/fileadmin/media/Downloads/DBs_BMAs/261483.pdf?1417182849>.

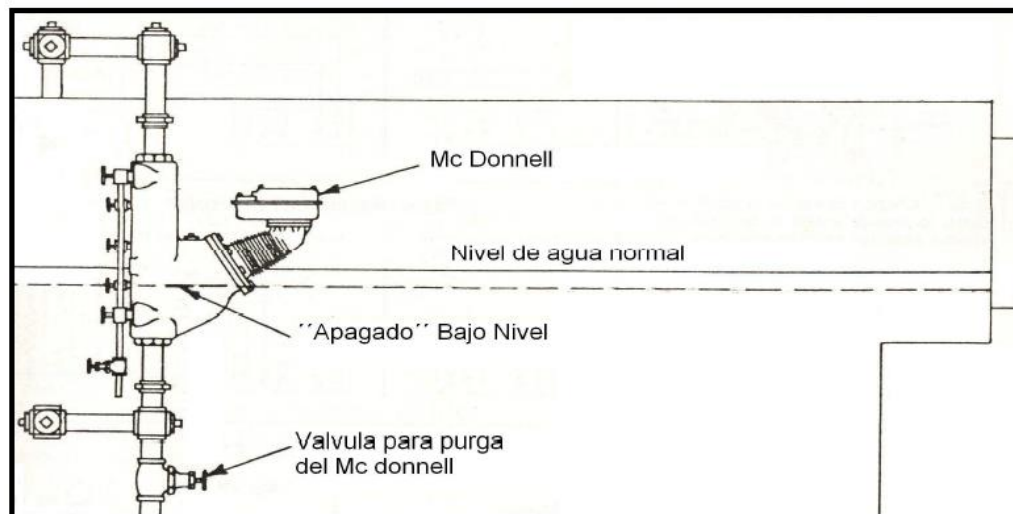
¹¹⁶ MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo]. Op. Cit., p. 34.

✓ Series 150s McDonnell & Miller:

En la caldera debe existir un balance másico entre el agua de alimentación de entrada y el flujo de vapor de salida, para conseguirlo, el nivel de agua de la caldera debe controlarse manteniéndose dentro de unos límites aceptables, controlando el encendido de la bomba de alimentación.

La mejor manera de prevenir el daño a un sobrecalentamiento de la caldera es cerrar el quemador si el nivel de agua en la caldera cae demasiado bajo. Éste es el trabajo del Series 150S McDonnell & Miller¹¹⁷. Está diseñado para las calderas de vapor, pero utilizan diferentes tecnologías para monitorear el nivel de agua de la caldera controlando la bomba de alimentación. Instalado en la caldera se inicia el control deteniendo la bomba con el fin de mantener un nivel de agua en la caldera dentro de los límites recomendados por el fabricante manteniendo una máxima eficiencia de vaporización. Utiliza un control de flotación mecánico.

Figura 13. Operación McDonnell en la caldera.



Fuente: BOTIA BECERRA, Javier y PARRA CONTRERAS, Manuel. Simulación y cuantificación del ahorro energético de una caldera pirotubular bajo control on-off y continuo.

El McDonnell se compone de dos bulbos de vidrio templado los cuales tienen mercurio. También posee una boya la cual detecta los cambios de nivel de agua generándole movimiento al bulbo. Debido al movimiento, el mercurio circula

¹¹⁷ ITT. Considering the alternatives to the McDonnell & Miller Series 150 mercury LWCO [en línea]. La compañía [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.interstatecontrols.com/customers/downloads/industry/mm_mercury_alternatives.pdf>.

enviando la señal a dos terminales las cuales permiten el accionamiento de la bomba de agua¹¹⁸.

✓ Relé de control de nivel Warrick:

Los controles de nivel Warrick están diseñados para controlar los niveles de agua mediante tres cables (común, sonda nivel bajo y sonda nivel alto). Control de nivel electromecánico con voltaje de trabajo de 110VAC o 220VAC, permite un control de nivel simple o diferencial. Posee un contacto normalmente abierto y cerrado, además de un pin para el control de nivel alto y otro para el bajo¹¹⁹.

Figura 14. Relé de control de nivel Warrick serie 16M. Módulo de nivel con su respectivo zócalo.



Fuente: Gems Sensors & Controls. Warrick Conductivity-Based Liquid Level Control.

El relé de control de nivel Warrick con zócalo de 10 pines serie 16M, que se muestra en la figura 14 tiene control sobre el encendido y apagado de la dos bombas de llenado.

Por otra parte, el montaje del sistema de control de la caldera se encuentra implementado por medio de lógica cableada. Se realizó un levantamiento del plano eléctrico, donde se evidenció que es necesario realizar una restructuración

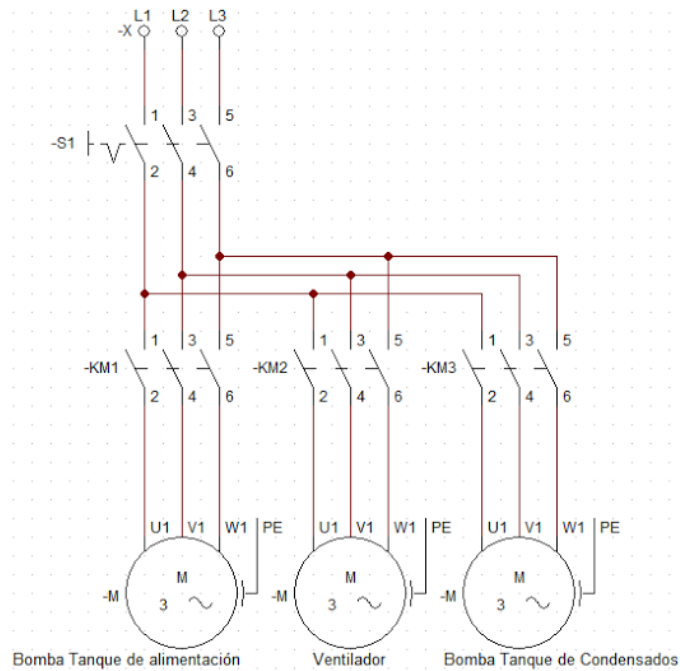
¹¹⁸ MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo]. Op. Cit., p. 36.

¹¹⁹ SAER DE VENEZUELA. Control de nivel Warrick [en línea]. La compañía [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.saervenca.com/productos/uploads/Controldenivelserie1.pdf>>.

del tablero de mando debido a que el cableado se encuentra en desorden y hay componentes electromecánicos innecesarios.

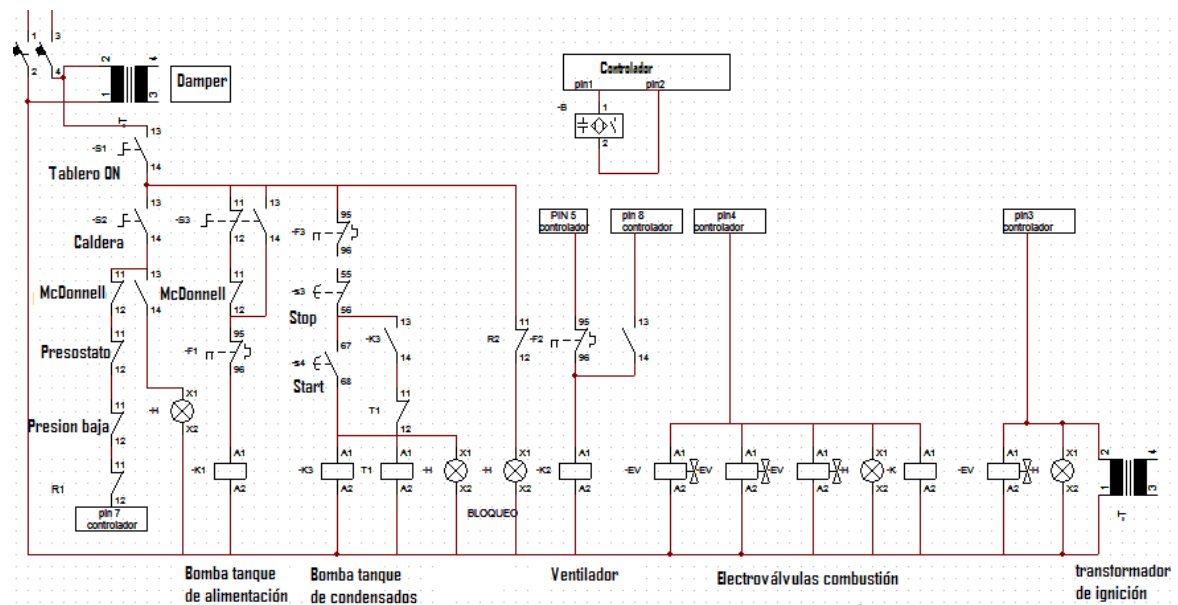
Realizando modificaciones pertinentes en el plano eléctrico y ejecutando una simulación del respectivo circuito por medio del programa CAdE SIMU, se expone el esquema de potencia en la figura 15 y se muestra el plano eléctrico de la caldera modificado en la figura 16 (para mejor visualización ver anexo A).

Figura 15. Esquema de potencia actual caldera.



Fuente: Diseño propio.

Figura 16. Plano eléctrico actual de la caldera.



Fuente: Diseño propio.

3.1.1.3 Mantenimientos en la caldera.

En el momento de realizar el levantamiento del proceso actual de la caldera se evidenció que ésta solo contaba con mantenimientos correctivos y un mantenimiento preventivo general (realizado semestralmente).

El último mantenimiento preventivo general fue realizado el 01 de junio de 2015 por la empresa Colproing S.A.S.

De acuerdo al acta de entrega de trabajos realizados por la compañía, durante el mantenimiento se realizaron las siguientes labores:

- ✓ Revisión, limpieza y ajuste general de los controles, re calibración de válvulas de seguridad.
- ✓ Calibración y ajuste del sistema de combustión, revisión de boquillas, electrodos de ignición.
- ✓ Desmonte y verificación del estado de la fotocelda UV.
- ✓ Revisión y cambio de los elementos filtrantes de combustible.
- ✓ Revisión de los motores.
- ✓ Inspección general de la línea de alimentación de gas y agua, líneas de vapor para determinación de fugas.
- ✓ Drenaje y verificación del estado de funcionamiento del control de presión.

- ✓ Revisión de cámara de combustión, verificación del estado de los anillos de refractario.
- ✓ Lavado interno del cuerpo de la caldera a presión.
- ✓ Prueba hidrostática, cambio de empaques y verificación de sellos de los mismos.
- ✓ Cambio de empaquetaduras para las compuertas delanteras y posteriores.
- ✓ Lavado interno del tanque de condensados.
- ✓ Pruebas de funcionamiento y seguridad por falta de agua, sobre presión de vapor y accesorios de seguridad.
- ✓ Puesta en marcha.

3.1.2 Descripción del sistema de recocido en la empresa ARMALCO S.A.

Armalco S.A (como se menciona en su página web¹²⁰) es una empresa industrial colombiana líder en la producción y suministro de un amplio portafolio de productos de acero y alambre destinados al mercado constructor, industrial y agropecuario.

El alambre recocido, también conocido como alambre dulce o negro (ver figura 17), es trefilado hasta el calibre requerido y posteriormente tratado térmicamente a temperatura y tiempos controlados logrando una alta maleabilidad lo que facilita su manipulación, doblado y corte.

¹²⁰ ARMALCO S.A. [en línea] [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: < <http://www.armalco.com/>>.

Figura 17. Alambre recocido.



Fuente: Propia.

En la página web de la compañía destacan que éste alambre es usado en la industria de la construcción para amarres de barras y estribos, teniendo en cuenta que posee una resistencia a la tracción menor a 49 kgf/mm^2 .

3.1.2.1 Características del horno para recocido de alambre.

La empresa cuenta con un horno para el recocido de alambre marca nacional (ver figura 18) el cual utiliza gas natural como combustible con un consumo promedio de gas natural de $21740 \text{ m}^3/\text{mes}$.

Figura 18. Horno para recocido de alambre.



Fuente: Propia.

Su temperatura máxima de operación depende del calibre de los rollos del alambre a recocer, generalmente es de 680°C.

El horno se compone de un hogar, el cual lo recubre; de un crisol, donde se depositan los rollos de alambre, vale la pena señalar que entre el hogar y el crisol (en la parte inferior) se presenta la combustión; de tres quemadores, los cuales poseen un ángulo estratégico de ubicación permitiendo la correcta distribución de combustión; de tres motoventiladores; de una chimenea, la cual permite el escape de los gases de combustión; de los respectivos instrumentos y dispositivos que permiten el control de temperatura; de un sistema de tubería de alimentación de gas natural y de una tapa con sus respectivos elementos de cierre.

Algunas vistas y componentes se presentan en el anexo B.

El sistema de cierre se compone de pernos, arandelas, tuercas, bujes, bisagras y empaque, los cuales permiten un ajuste a presión de la tapa evitando pérdidas de temperatura y oxidación del alambre. Están ubicados a lo largo del hogar superior del horno, en total son 12 mecanismos. Algunos se presentan en la figura 19.

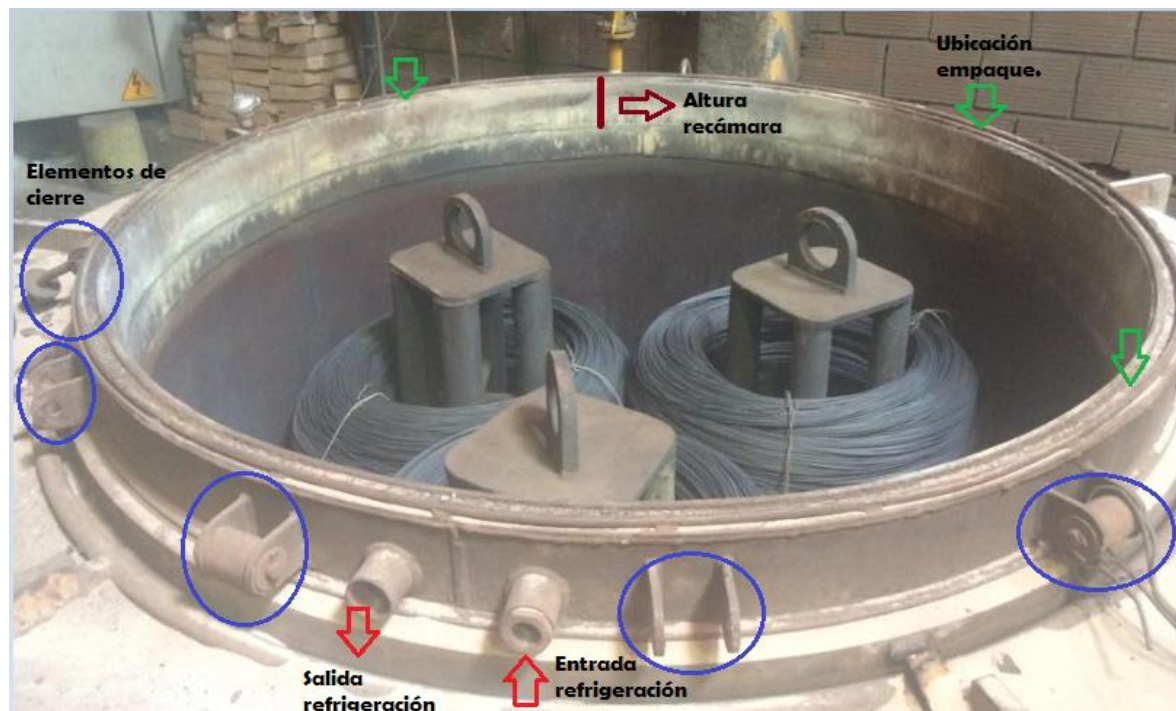
Figura 19. Componentes sistema de cierre horno de recocido.



Fuente: Propia.

Como se muestra en las figuras 19 y 20, hacen falta mecanismos los cuales permiten el ajuste de la tapa del horno a presión. Además, los que se encuentran actualmente están en mal estado.

Figura 20. Ubicación de los componentes del sistema de cierre del horno de recocido.



Fuente: Propia.

Durante el tratamiento térmico, al sellar el horno a presión es necesaria una refrigeración constante de los elementos de cierre debido a que las altas temperaturas de trabajo producen sobrecalentamiento y por lo tanto deterioro de éstos. Con el fin de evitarlo, el horno posee un ducto (recámara) permitiendo el paso de un fluido que refrigere, como se muestra en la figura 20.

Actualmente el horno no cuenta con el sistema de refrigeración necesario, por lo tanto no es posible su cierre hermético, como consecuencia se presenta oxidación en el alambre (ver figura 21).

Figura 21. Alambre recocido oxidado.



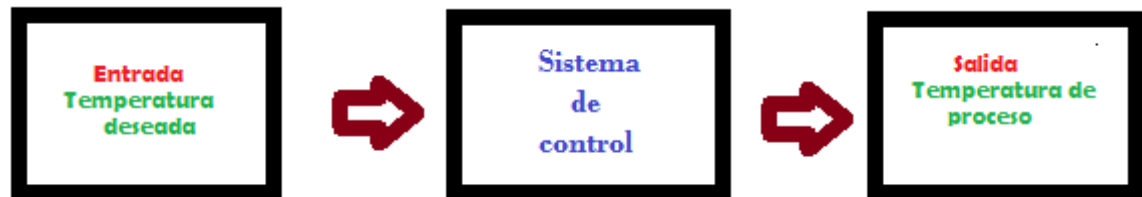
Fuente: Propia.

3.1.2.2 Instrumentación y control en el horno.

El factor que se controla en el horno es la temperatura, por medio de la combustión.

Para la regulación de la temperatura en el horno se tiene en cuenta la figura 22.

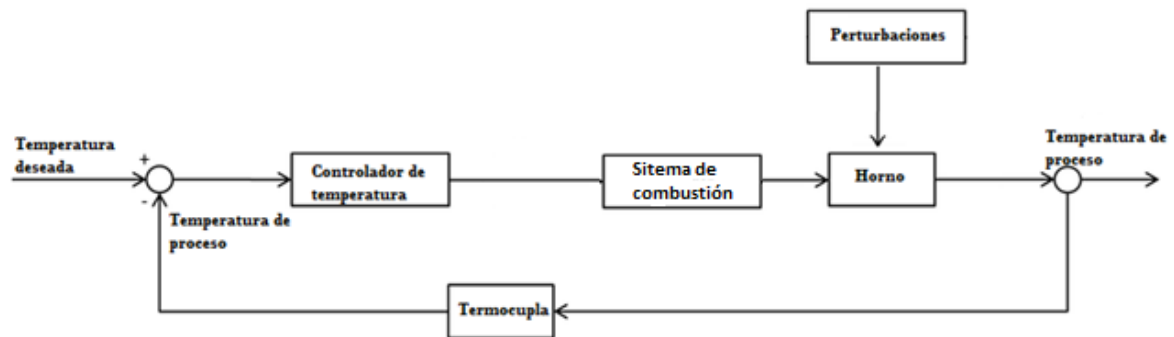
Figura 22. Proceso de control de temperatura.



Fuente: Diseño propio.

De acuerdo al proceso de control de temperatura, el lazo de control de temperatura del horno se muestra en la figura 23, donde las perturbaciones corresponden a las pérdidas de calor y a los posibles cambios de flujos de calor.

Figura 23. Lazo de control de temperatura horno.



Fuente: Diseño propio.

El usuario selecciona la temperatura deseada en un controlador de temperatura, éste envía una señal a un controlador de combustión, que a su vez activa un motor modulador el cual es el encargado de suministrar o interrumpir el flujo de gas para la combustión. Al suministrar el flujo de gas, el controlador de combustión energiza motoventiladores y quemadores con su respectiva instrumentación, generando combustión. Una termocupla detecta la temperatura actual en el horno y envía una señal al controlador de temperatura. Cuando el horno llega a la temperatura deseada el motor modulador interrumpe el flujo de gas.

✓ Controlador de temperatura:

Los controladores de temperatura se implementan en diferentes procesos industriales. El controlador de temperatura marca Autonics TZ4L¹²¹ tiene un tamaño de 96 x96 mm, alimentación de 100 a240VAC, 50/60Hz, 100 a 240VDC, con voltaje de operación del 90 al 110% del voltaje proporcionado.

¹²¹ AUTONIC. Serie TZ4ST/TZ4STSP Manual [en línea]. La compañía [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.electricasbc.com/pdf/tz4st_espanol.pdf>.

Consumo de 5VA, posee un display 7 segmentos en el cual el valor procesado PV: color rojo y el valor programado SV: color verde como se muestra en la figura 24.

Figura 24. Controlador de temperatura Autonics TZ4L



Fuente: Control Industrial & C,S.A. Autonics TZ4L-24R.

Permite entradas de termocupla tipo K(CA), J(IC), R(RP), T(CC), S(PP), N(NN), W(TT) con tolerancia resistente exterior de 100 ohms. De RTD Pt100, JIS PT 100 ohms, con 3 tipos de cable, tolerancia resistente exterior de 50ohms por cable¹²².

Con métodos de control ON/OFF (hysteresis fijado:2°C) o P, PI, PIDF (control PID respuesta rápida) o PIDS (control PID respuesta lenta para minimizar sobre el disparo)¹²³.

El horno de recocido cuenta con este controlador programado con el método de control ON/OFF.

✓ Motor modulador:

El funcionamiento del motor modulador se explica ...en la sección 3.1.1.2... ya que la caldera también posee uno. A diferencia del de la caldera, éste no ejecuta el control de ingreso de aire, solo de combustible hacia los quemadores.

¹²² Ibid., p. 1.

¹²³ Ibid., p. 2.

Figura 25. Motor modulador horno de recocido.



Fuente: Propia.

De igual forma, en la misma sección se describen algunas características del detector de llama ultravioleta C7027A 1023 marca HONEYWELL y del sistema de control de combustión marca Meltronic PQ3001.

3.1.3 Ubicación caldera-horno en la planta de producción.

En capítulos anteriores se mencionó que la caldera es propiedad de la empresa Idecol S.A, mientras que el horno de Armalco S.A, ambas compañías se encuentran ubicadas en la misma planta de producción.

La ubicación caldera-horno se muestra en la figura 26.

Figura 26. Ubicación actual caldera-horno.



Fuente: Propia.

3.1.4 Análisis experimental

En las siguientes secciones se detalla un análisis experimental realizado con el fin de hacer un levantamiento del sistema actual.

3.1.4.1 Consumo de gas natural en la caldera.

Teniendo en cuenta las facturas de gas natural (consumo mensual), los reportes de producción y de facturación de la empresa Idecol, se llevó a cabo un análisis del comportamiento del consumo de gas natural respecto a la producción mensual desde el año 2013 hasta el mes de marzo del 2014, con el fin de tener un estimado de ahorro si al realizar el diseño de integración energética resulta viable.

Además, se realizó una comparación de la producción versus el consumo de gas natural en m^3 por Kg mes a mes. El respectivo análisis se muestra en los anexos C, D, y E.

Por otra parte, con el fin de obtener un flujo volumétrico más exacto del gas natural en la caldera, se realizó un análisis experimental. Utilizando el contador de gas de la caldera se calculó el consumo de gas en m^3 por hora en diferentes muestras.

La primera muestra se realizó el día sábado 28 de marzo del 2015, donde se registraron el total de cargas de combustible en la caldera durante todo el día. En el anexo F se detalla la adquisición de datos y promedios, señalando el número de cargas en el día, la hora en que se genera cada carga, su respectivo tiempo de duración, de acuerdo a ello el consumo en m³ con su respectivo precio y el flujo volumétrico por carga.

En promedio se obtuvo un flujo volumétrico de 72,79 m³/hr, lo que representa un costo promedio de \$11.846,59 por cada carga de gas y de \$355.397,79 en el día, aproximadamente 5 horas 50 minutos de operación continua.

También se determinó, de acuerdo al total de cargas de gas en el día, el tiempo de combustión de la caldera acorde al tiempo de operación. Obteniendo que el porcentaje de tiempo de combustión de la caldera es del 55,07% conforme el tiempo total de encendido.

Por otra parte, como se mencionaba ...en la sección 3.1.1..., la producción de vapor es consumida en los procesos de expansión y bloqueo de EPS. Cabe señalar que al iniciar producción, el pre expansor (máquina encargada del proceso de expansión) debe iniciar el proceso sin materia prima cinco veces con el fin de calentar la máquina, lo cual representa aproximadamente un consumo de 9.42 m³ de gas natural diario, equivalente a \$12.127,99, gasto necesario, pero no se ve reflejado en la producción.

Retomando el cálculo del consumo de gas en m³ por hora en diferentes muestras, la segunda muestra se realizó registrando diferentes cargas de gas en un minuto, éstas se muestran en la tabla 3.

Al promediar todas las muestras registradas se obtuvo un promedio total aproximado de 74 m³/h.

Tabla 3. Flujo volumétrico de gas natural: Datos experimentales.

DATOS POR MINUTO		PROMEDIO SÁBADO 28/03/2015		PROMEDIO TOTAL	
Consumo de gas/min	m ³ /hr	72.79	m ³ /hr	74,00	m ³ /hr
0,53	73,44528				
0,54	74,83104				
0,53	73,44528				
0,54	74,83104				
0,53	73,44528				

Fuente: propia.

Según Kohan¹²⁴, las calderas poseen un quemador dimensionado el cual supe el poder calorífico que se requiere para generar vapor o agua caliente y en algunos

¹²⁴ KOHAN. Op.cit., p. 18.

casos calentar fluido térmico, dependiendo de la capacidad de la caldera (BHP, BTU/hr, KW o Kcal).

La caldera de la compañía (Idecol S.A) tiene una capacidad de 125 BHP, por lo tanto, el consumo de calor que requiere corresponde al resultado de la ecuación 6, teniendo en cuenta que,

$$1 \text{ BHP} = 33.472 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr}} \text{ [Ecuación 5]}$$

$$33.472 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr}} * 125 \text{ BHP} = 4184 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr}}$$

El combustible utilizado es gas natural, por consiguiente

$$1 \text{ m}^3 \text{ de gas natural} = 35,500 \frac{\text{BTU}}{\text{m}^3} \text{ [Ecuación 6]}$$

Por lo tanto, el consumo nominal de la caldera corresponde a

$$4184 \frac{\text{BTU}}{\text{Hr}} / 35,500 \frac{\text{BTU}}{\text{m}^3} = 117,86 \frac{\text{m}^3}{\text{Hr}} \text{ [Ecuación 7]}$$

El cociente entre el flujo volumétrico promedio obtenido con los datos experimentales ($74 \frac{\text{m}^3}{\text{Hr}}$) y el consumo nominal de la caldera corresponde a

$$74 \frac{\text{m}^3}{\text{Hr}} / 117,86 \frac{\text{m}^3}{\text{Hr}} = 62,79\%$$

Es decir, la caldera opera (aproximadamente) al 62,79% de su capacidad nominal, en consecuencia, tiene la capacidad para que la producción de vapor aumente un 37,21%.

3.1.4.2 Tiempos de reposos vs temperatura interna del agua en la caldera.

Se llevó a cabo un análisis comportamental de los diferentes cambios de temperatura en el drenaje de la caldera respecto a los tiempos de reposo (tiempo transcurrido inmediatamente se apaga la caldera al finalizar turno y se vuelve a encender al siguiente turno) durante diferentes días del mes de marzo del 2015, los cuales se presentan en la tabla 4, donde se indican los días específicos de mediciones, los tiempos de reposo, las temperatura de drenaje antes de encender la caldera y luego de realizar la primera combustión, la duración de la primera combustión con el respectivo consumo de gas en m^3 y el costo generado.

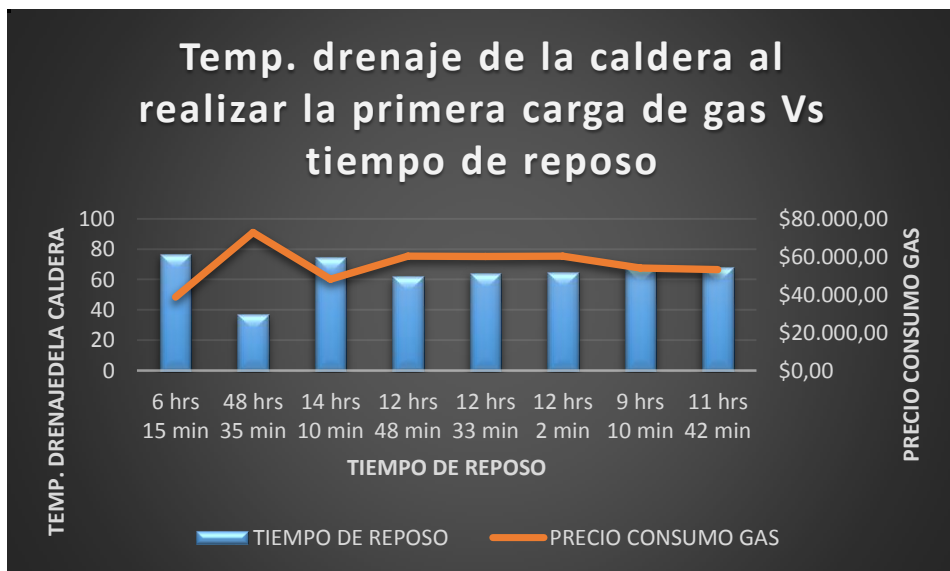
Tabla 4. Mediciones de temperatura en el drenaje de la caldera durante diferentes días semanales.

	FECHA	TIEMPO DE REPOSO	TEMP. INICIAL DRENAJE CALDERA (°C)	TEMP. DRENAJE DE LA CALDERA AL REALIZAR LA PRIMERA COMBUSTIÓN (°C)	DURACIÓN PRIMERA COMBUSTIÓN (CARGA GAS)	M3 CONSUMIDOS	PRECIO CONSUMO GAS (\$)
Sábado	07/03/2015	6 hrs 15 min	77	80	25 min 8 seg	30,16	\$38.817,13
Lunes	09/03/2015	48 hrs 35 min	37	80	47 min 9 seg	56,58	\$72.820,72
Martes	10/03/2015	14 hrs 10 min	75	81	31 min 15 seg	37,5	\$48.264,00
Miércoles	11/03/2015	12 hrs 48 min	62	80	39 min 7 seg	46,94	\$60.413,66
Jueves	12/03/2015	12 hrs 33 min	64	79	39 min 2 seg	46,84	\$60.284,95
Viernes	13/03/2015	12 hrs 2 min	65	80	39 min 4seg	46,88	\$60.336,44
Sábado	14/03/2015	9 hrs 10 min	68	81	35 min 02 seg	42,04	\$54.107,16
Sábado	28/03/2015	11 hrs 42 min	68	79	34 min 28 seg	41,36	\$53.231,97

Fuente: Propia.

De acuerdo a los datos registrados en la tabla 4, se realizó una gráfica, la cual se presenta en la figura 27, la cual muestra la temperatura de drenaje de la caldera luego de realizar la primera carga de combustión versus el tiempo de reposo y el costo del consumo de gas.

Figura 27. Temperaturas de drenaje de la caldera al realizar la primera carga de gas durante diferentes días de la semana vs tiempo de reposo y precios generados por el consumo de gas.



Fuente: Propia.

Como se indica en la figura 27, el tiempo de reposo es inversamente proporcional la temperatura de drenaje de la caldera antes de encenderla, por lo tanto,

directamente proporcional a la duración de la primera carga de gas, consumo de gas y por ende al costo generado.

Es decir, entre más largo sea el tiempo de reposo, más baja es la temperatura de drenaje de la caldera antes de encenderla, incrementando la duración de la primera carga de gas, por consiguiente consumo y costo de combustible.

Cabe mencionar que el consumo de gas más alto se presenta en la primera carga de gas del día, ya que la temperatura del agua al interior de la caldera se encuentra baja.

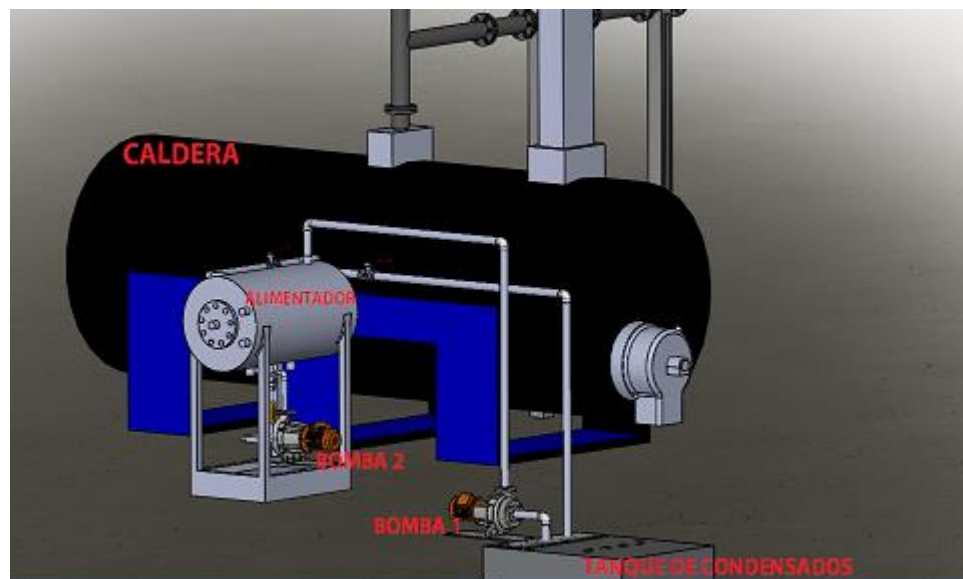
Además, si se generan pausas intermedias de operación, la temperatura del agua al interior de la caldera disminuye, incrementando un gasto de combustible innecesario.

3.1.4.3 Descripción del sistema de alimentación y consumo de agua.

...En la sección 3.1.1..., se muestra que el sistema de alimentación de agua a la caldera se compone de un tanque de condensados en el cual ingresa el retorno de condensados del proceso y suministro de agua; de una bomba que succiona agua del tanque de condensados y la suministra al tanque de alimentación, con su respectivo sistema de tuberías; de una tubería de retorno del tanque de alimentación al tanque de condensados y de un sistema de bombeo el cual permite el suministro de agua desde tanque de alimentación a la caldera.

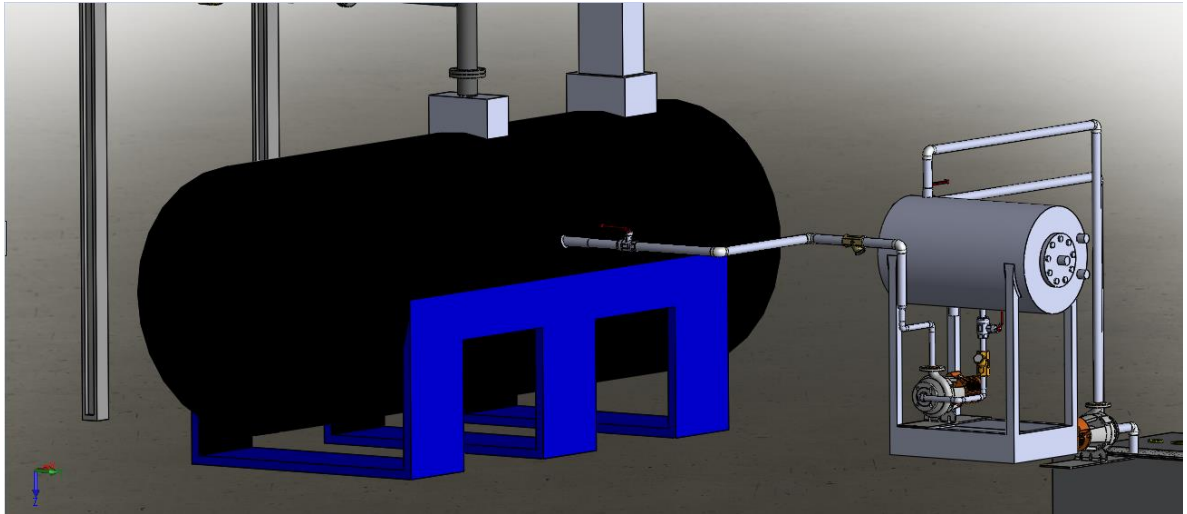
El diseño en CAD del sistema, se detalla en las figuras 28 y 29.

Figura 28. Sistema de alimentación del agua a la caldera (vista isométrica).



Fuente: Diseño propio.

Figura 29. Sistema de alimentación del agua a la caldera (vista dimétrica).

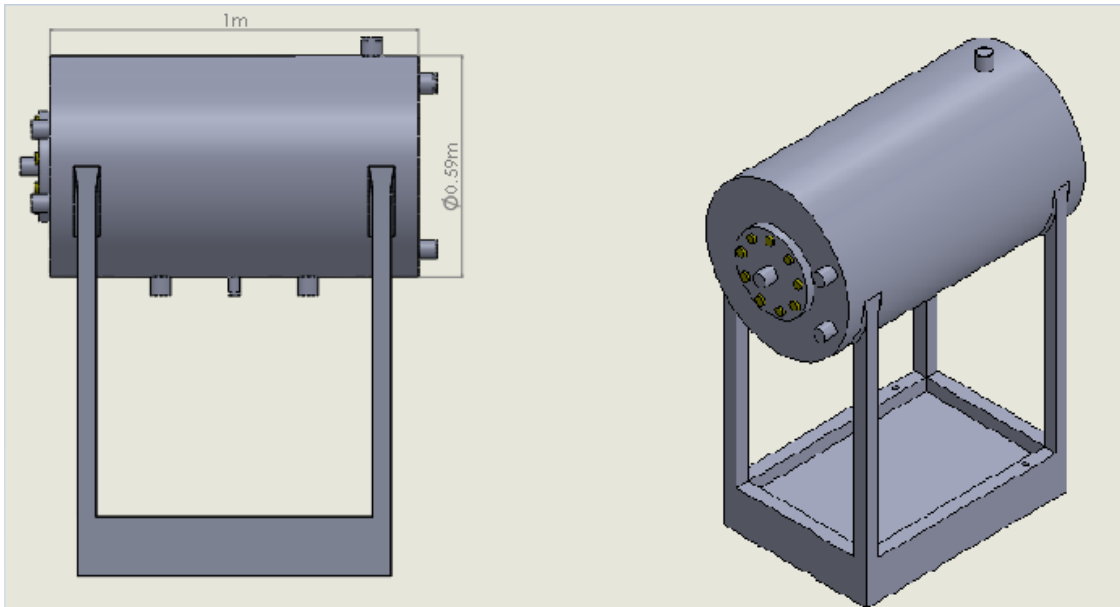


Fuente: Diseño propio.

Con el fin de determinar el flujo volumétrico de agua que succiona la bomba 1 del tanque de condensados, primero, se tomaron las dimensiones de éste, determinando su volumen. Obstruyendo el paso de agua y condensados hacia el tanque, se determinó la cantidad de agua que la bomba extrae durante un determinado periodo de tiempo, realizando varias mediciones, obteniendo un valor promedio de 240 L/min ($0,004 \text{ m}^3/\text{s}$).

De forma similar, en aras de determinar el flujo volumétrico de agua que proporciona la bomba de alimentación a la caldera, de acuerdo a las dimensiones del tanque de alimentación, las cuales se señalan en la figura 30, el volumen del tanque es el resultado de la ecuación 8.

Figura 30. Dimensiones tanque de alimentación de agua a la caldera.



Fuente: Diseño propio.

$$Vol_{\text{Tanquedealim.}} = \pi * r^2 * L = 0,273 \text{ m}^3 = 273 \text{ litros. [Ecuación 8]}$$

Donde,

r= Radio del tanque (m).

L= Longitud del tanque (m).

Desenergizada la bomba 1, el tanque no cuenta con suministro de agua, y cerrando la válvula de retorno, se calculó la cantidad de agua que ingresa a la caldera, registrando en varias mediciones el tiempo que se demora en desocupar el tanque de alimentación de acuerdo a su volumen. Obteniendo un valor promedio de 75,708 L/min (0,00126 m³/s).

Cabe resaltar que la temperatura promedio del agua almacenada en el tanque de alimentaciones de 30°C, mientras que la del tanque de condensados es de 55°C. Además, el primero se encuentra a presión constante y siempre permanece lleno, debido a que actualmente el controlador de nivel de la caldera acciona al mismo tiempo la bomba de alimentación y la bomba del tanque de condensados.

La caldera tiene una capacidad de 3600 litros. El día sábado 28 de marzo del 2015, se realizó una adquisición de datos con el fin de obtener información sobre la frecuencia y duración de cargas de agua que ingresan en la caldera con su respectivo volumen. Los registros se encuentran en el anexo G, especificando el total de cargas de agua que ingresaron en el día, señalando la hora en que genera cada una, su respectivo tiempo de duración y volumen suministrado de acuerdo al flujo volumétrico obtenido anteriormente (75,708 L/min).

Teniendo en cuenta que el presente día la caldera se encendió aproximadamente a las 05:48am y se apagó a las 12:42m, el tiempo total de trabajo de ésta fue de 6 horas 54 minutos, mientras que el total de duración de las cargas de alimentación de agua fueron de 56 minutos 5 segundos. En consecuencia, el porcentaje de tiempo de alimentación del fluido a la caldera respecto al total de tiempo de operación corresponde al 13.55%.

Adicionalmente, en promedio se consumen 184,61 litros de agua por cada carga y cada carga en promedio tiene una duración de 2 minutos 26 segundos.

3.1.5 Eficiencia de la caldera.

Como se comentaba ...en la sección 3.1.1.3..., a la caldera se le realiza un mantenimiento preventivo general por semestre, también se mencionaba que el último fue realizado el 01 de junio de 2015 por la empresa Colproing S.A.S. Ésta compañía, además ofrece servicio técnico de análisis de gases de combustión, con el fin de determinar la eficiencia de la combustión y las emisiones ambientales, el cual se realiza por medio de un analizador de gases BACHARACH modelo PCA-65 (ver características técnicas y rango de resultados del analizador en las tabla 5 y 6 respectivamente).

Tabla 5. Características técnicas del analizador de gases BACHARACH modelo PCA-65.

Parámetro	Exactitud de los sensores	Rango de medida
<i>Oxígeno O₂</i>	+/- 0,3%	0-20,9% Auto calibración
<i>Temperatura ambiente (°C)</i>	+/- 1%	0-537 °C
<i>Temperatura de gases en chimenea (°C)</i>	+/- 15,5 entre 0-123°C	0-1093°C
	+/- 14,5 entre 124-249°C	
	+/- 13,5 entre 250-1093°C	
<i>Monóxido de Carbono</i>	+/- 5%	0-2000 ppm
<i>Presión de tiro en la chimenea</i>	+/- 1%	-8" - +8" w.c

Fuente: Colproing S.A.S. Acta de entrega de trabajos realizados en el mantenimiento preventivo general semestral de caldera (junio, 2015).

Tabla 6. Rango de resultados del analizador de gases BACHARACH modelo PCA-65.

Eficiencia de combustión	0,1 - 99,9%
Exceso de aire (%)	1 - 250%
Monóxido de Carbono (CO ppm)	0 - 9999 ppm
Dióxido de Carbono (CO ₂)	0,1 - 20% (Depende del combustible)

Fuente: Colproing S.A.S. Acta de entrega de trabajos realizados en el mantenimiento preventivo general semestral de caldera (junio, 2015).

El certificado del último análisis de gases se presenta en la figura 31.

Figura 31. Certificado de análisis de gases de combustión de la caldera.

```

The
Measurable
Difference

BACHARACH, INC.
PCA 65
SN: GS1016
=====

ID1: GYT SOLUCIONES D
ID2: CONTROL Y CALDER
ID3: PBX 5477957

HORA 09:46:50 am
FECHA 03/06/2015

COMBUST.
GNATURL

TEMP-CHIM 197 °C
TEMP-AMB 29.0 °C
O2 7.6 %
CO2 7.5 %
CO 1 ppm
CO( O% O2) 2 ppm
NX 47 ppm
NX( O% O2) 74 ppm
EFICIENCIA 81.1 %
EXCESO AIR 50.86

DRAFT 1 PA
=====

COMENTARIO: Caldera 125R48
Compuquios Sme.
A 2255

```

Fuente: Colproing S.A.S. Acta de entrega de trabajos realizados en el mantenimiento preventivo general semestral de caldera (junio, 2015).

Por lo tanto, de acuerdo a los resultados del análisis de gases se obtiene que la eficiencia de la caldera respecto a la combustión y exceso de aire corresponde al 81.1% (ver figura 31).

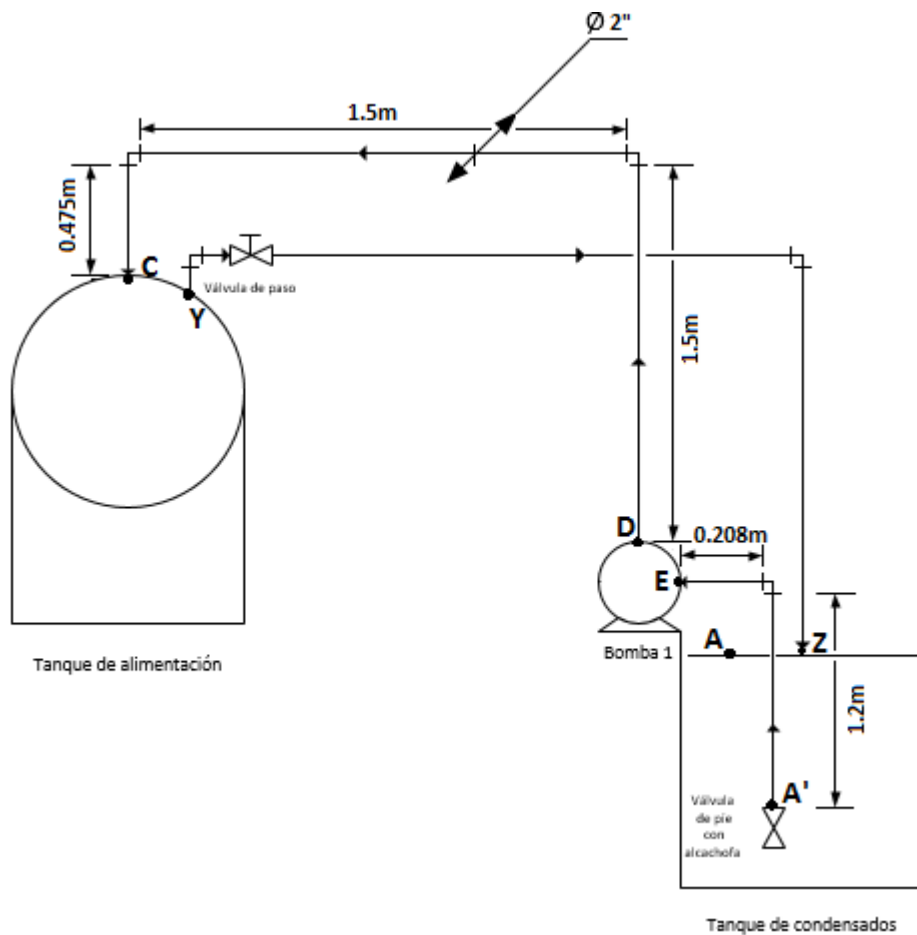
3.1.6 Pérdidas de energía debido a la fricción en el sistema de alimentación de agua actual de la caldera.

De acuerdo a las características del sistema de alimentación de agua de la caldera, se realizó un análisis detallado de las pérdidas de energía debido a la fricción, mostrando temperaturas, presiones, caudales y velocidades del fluido en diferentes puntos del sistema.

3.1.6.1 Análisis primera parte del sistema.

Primero, se realiza un análisis de la primera sección del circuito de alimentación del agua a la caldera el cual está compuesto por el tanque de condensados; el sistema de bombeo, el cual succiona el agua desde el tanque de condensados hacia el tanque de alimentación; y las respectivas tuberías interconectadas con diferentes válvulas y accesorios. La primera sección del sistema se muestra en la Figura 32 y tabla 8 con sus correspondientes nodos, alturas y longitudes.

Figura 32. Componentes, nodos y longitudes de tubería de la primera sección del circuito de alimentación del agua a la caldera.



Fuente: Diseño propio.

Tabla 7. Alturas y longitudes de la primera sección del circuito de alimentación del agua a la caldera.

Alturas		Longitudes	
ZA	0 m	L _{A-E}	1,408 m
ZE _A	0,35 m	L _{D-c}	3,475 m
ZE	0 m	L _{Y-z}	Desplegable
ZC _E	1,076 m		
ZD	0 m		
ZC _D	1,026 m		
ZD _E	0,05 m		

Fuente: Propia.

En la tabla 9 se resumen algunas características del sistema.

Tabla 8. Características de la primera parte del sistema de alimentación actual de la caldera.

Material tubería	=	Hierro galvanizado
Diametro externo tubería	=	2" 0,0508m
Diametro interno tubería	=	0,0475m
Fluido	=	Agua
Temperatura del fluido	=	55°C
Ḃ1 (Flujo volumétrico)	=	0,004 m ³ /s 240 L/min
Presión en el nodo A (PA)	=	0 Kpa

Fuente: Propia.

De acuerdo a la ecuación general de la energía, se obtienen las siguientes ecuaciones para el sistema de la figura 32.

✓ Entre la superficie del tanque de condensados y el punto de succión de la bomba

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{V_A^2}{2g} - h_{fE-T} = P_E + Z_{EA} + \frac{V_E^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 9}]$$

En la ecuación 9, el primer término ($\frac{P_A}{\gamma}$), hace referencia a el cociente entre la presión del en el nodo A (se encuentra ubicado en la superficie del tanque de condensados, ver figura 32) y el peso específico del agua en el mismo, debido a que el tanque se encuentra abierto a la atmósfera, el fluido obtiene una presión atmosférica. Considerando que las ecuaciones se resuelven teniendo en cuenta las presiones manométricas, el término se cancela.

El segundo término (Z_A), hace referencia a la altura en el nodo A, y tampoco se tiene en cuenta ya que ésta altura se toma como referencia. Por último, el tercer término ($\frac{V_A^2}{2g}$) se cancela por el motivo de que el tanque de condensados es considerablemente grande, por lo tanto la velocidad del fluido en él es mínima.

✓ Entre el punto de succión y descarga de la bomba 1.

$$\frac{P_E}{\gamma} + \cancel{Z_E} + \cancel{\frac{V_E^2}{2g}} + H_{MB1} = \frac{P_D}{\gamma} + Z_{DE} + \cancel{\frac{V_D^2}{2g}} \quad [\text{Ecuación 10}]$$

En la ecuación 10 el segundo término se cancela ya que se toma la altura en el punto E como referencia.

Las velocidades en los puntos E y D del sistema son iguales debido a que el diámetro de la tubería en estas secciones es el mismo, por lo tanto en la ecuación 10 se cancelan éstos términos.

✓ Entre el punto de succión de la bomba 1 y el punto de entrada del tanque de alimentación.

$$\frac{P_E}{\gamma} + \cancel{Z_E} + \cancel{\frac{V_E^2}{2g}} + H_{MB1} - e_{Hc} \cdot T = \frac{P_C}{\gamma} + Z_{CE} + \cancel{\frac{V_C^2}{2g}} \quad [\text{Ecuación 11}]$$

En la ecuación 11, el segundo término se cancela ya que se toma la altura en el punto E como referencia.

Las velocidades en los puntos E y C del sistema son las mismas debido a que el diámetro de la tubería en estas secciones es igual, por lo tanto en la ecuación 11 se cancelan éstos términos.

✓ Entre el punto de descarga de la bomba 1 y el punto de entrada del tanque de alimentación.

$$\frac{P_D}{\gamma} + \cancel{Z_D} + \cancel{\frac{V_D^2}{2g}} - d_{Hc} \cdot T = \frac{P_C}{\gamma} + Z_{CD} + \cancel{\frac{V_C^2}{2g}} \quad [\text{Ecuación 12}]$$

Para finalizar, en la Ecuación 12 el segundo término se cancela debido a que se toma la altura en el punto D como referencia.

Las velocidades en los puntos D y C del sistema son las mismas debido a que el diámetro de la tubería en estas secciones es igual, por lo tanto en la ecuación 12 se cancelan éstos términos.

Cabe mencionar que entre los nodos Y-Z, se encuentra la tubería de retorno la cual no requiere de análisis.

...En la sección 3.1.4.3..., se determinó experimentalmente el flujo volumétrico promedio de la primera parte del sistema de alimentación de agua a la caldera (\dot{V}_1), el cual corresponde a 0,004 m³/s [240 L/min], [16,5 gpm].

Teniendo en cuenta el diámetro y material de la tubería, según Mott¹²⁵, para un diámetro exterior de 2" [50,80 mm], el diámetro interior corresponde a 0,0475m.

Con el fin de obtener la velocidad promedio del flujo en la tubería en la sección A'-C (teniendo en cuenta que toda la sección posee el mismo diámetro), se utiliza la ecuación 13.

$$Vel_{A'-C} = \frac{4 \cdot \dot{V}_1}{\pi \cdot D_{A'-C}^2} = 2,257 \text{ m/s [Ecuación 13]}$$

$$Vel_{A'-C} = \frac{4 \cdot 0,004}{\pi \cdot 0,0475^2} = 2,257 \text{ m/s}$$

Donde,

$Vel_{A'-C}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de A' a C [m/s].

\dot{V}_1 = Caudal del fluido en la sección 1 [m³/s].

$D_{A'-C}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección A'-C [m].

Como mencionó en secciones anteriores, la temperatura promedio del agua almacenada en el tanque de condensados es de 55°C. Algunas de las propiedades del agua a esta temperatura se presentan en la tabla 9.

Tabla 9. Propiedades del agua a 55°C.

Propiedades del agua (55°C)	
Peso Esp.	9,67 KN/m ³
Densidad	986 Kg/m ³
Vis. Dinámica	0,000498 Pa*s

Fuente: MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos. Anexo A. Propiedades del agua.

Debido a que el comportamiento de un fluido, en lo que se refiere a las pérdidas de energía depende del tipo de flujo, si es laminar, turbulento o se encuentra en el estado de transición, se procede a calcular el Número de Reynolds para la sección A'-C.

$$N_{R,A'-C} = \frac{Vel_{A'-C} \cdot D_{A'-C} \cdot \rho_{55^\circ}}{\eta_{55^\circ}} \text{ [Ecuación 14]}$$

$$N_{R,A'-C} = \frac{2,257 \cdot 0,0475 \cdot 986}{0,000498} = 212287,329$$

Donde,

¹²⁵ MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos. 6 ed. México D.F: Pearson, 2006. 644 p. ISBN: 970-26-0805-8.

$N_{R,A'-C}$ = Número de Reynolds en la sección A'-C [adimensional].

$Vel_{A'-C}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de A' a C [m/s].

$D_{A'-C}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección A'-C [m].

ρ_{55° = Densidad del agua a 55°C [kg/m³].

μ_{55° = Viscosidad dinámica del agua a 55°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido de la ecuación 14, se considera que el flujo es turbulento.

El material de la tubería es hierro galvanizado. Mott¹²⁶ indica el valor de diseño de la rugosidad para éste material, correspondiente a $1,5 \cdot 10^{-4}$ m.

El diagrama de Moody es un medio exacto y conveniente para determinar el valor del factor de fricción. Sin embargo, la ecuación 15 permite el cálculo directo del valor del factor de fricción para flujo turbulento. Ésta ecuación fue desarrollada por P.K. Swamee y A.K. Jain¹²⁷.

$$F_{A'-C} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{D_{A'-C}}{\epsilon_1}} + \frac{5,74}{N_{R,A'-C}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecuación 15}]$$

$$F_{A'-C} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,0475}{1,5 \cdot 10^{-4}}} + \frac{5,74}{212287,329^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,027$$

Donde,

$F_{A'-C}$ = Factor de fricción sección A'-C [adimensional].

$D_{A'-C}$ = Diámetro interno de la tubería sección A'-C [m].

ϵ_1 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material hierro galvanizado [m].

$N_{R,A'-C}$ = Número de Reynolds sección A'-C [adimensional].

Resolviendo las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 12 se obtiene:

$$P_C = \left[\frac{P_D}{\gamma} - Z_{C,D} + D H_C \cdot T \right] \cdot \gamma \quad [\text{Ecuación 16}]$$

Donde,

P_C = Presión en el punto C [kPa].

P_D = Presión en el punto D [kPa].

γ = Peso específico del agua a 55°C [kN/ m³].

¹²⁶ Ibid., p.235.

¹²⁷ Ibid., p.242.

ZC_D = Altura del punto C con respecto al punto D [m].

${}_D H_C^{T}$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto D al C [$N \cdot m/N$].

El sistema emplea una bomba autocebante (Bomba1) de acople universal marca Barnes. Sus características se muestran en la tabla 10.

Tabla 10. Características de la bomba 1.

Características de la bomba							
Tipo de bomba	Acoplamiento			Tipo de impulsor			
Centrífuga	Universal			Semiabierto, balanceado dinámicamente (ISO G6.3)			
Etapas	Cierre del eje			Temperatura max. líquido		Ø Sólidos	
1	Sello mecánico 1 1/4" Tipo 21			70°C (158°F) Continua		7/16	
Modelo	Ref.	Ø Succión	Ø Descarga	Ø Impulsor	Peso (kg)	H máx. (mca) *	Q máx. (gpm) **
AU 2N	1D0019	2" NPT	2" NPT	5,500*	34,0	39	187

* La altura (H) máxima se logra con la válvula totalmente cerrada. (mca= metros columna de agua).

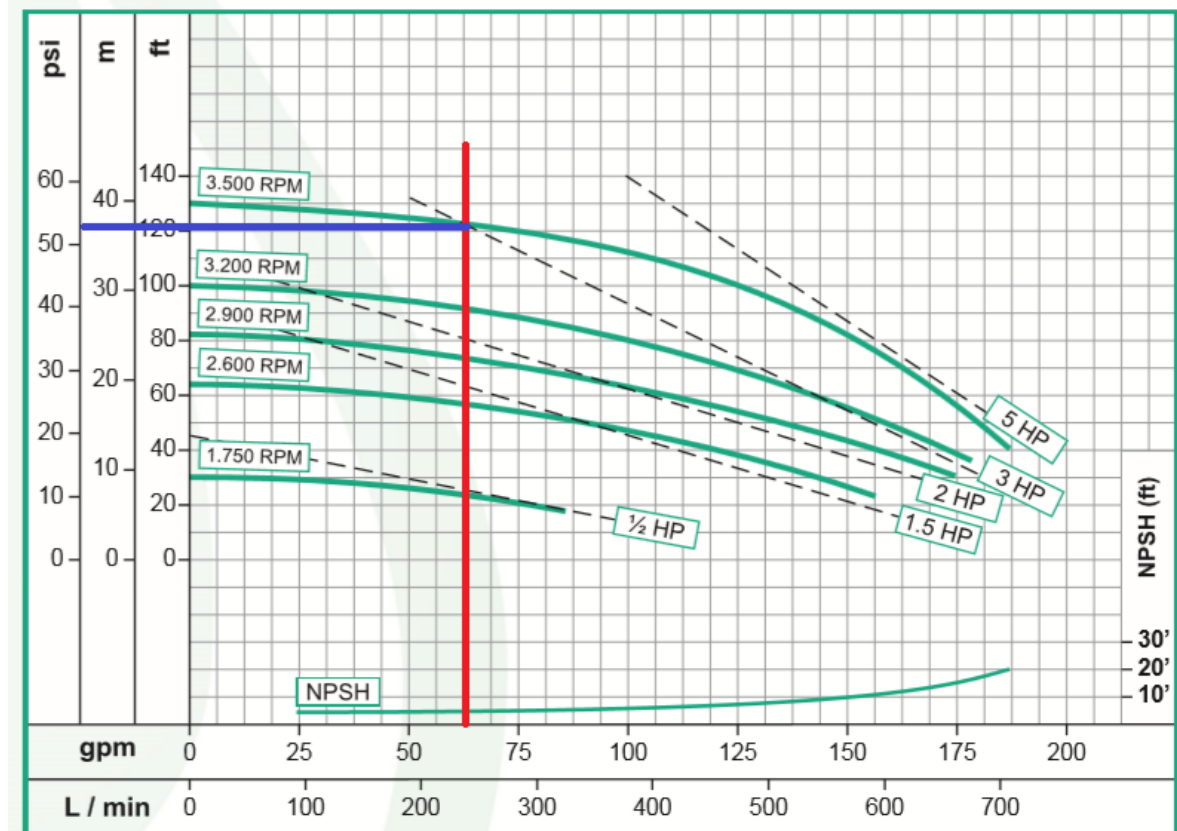
** El caudal (Q) máximo se logra con la válvula totalmente abierta. (gpm= galones por minuto).

Fuente: BARNES. Bomba centrífuga acoplamiento universal.

La bomba posee una potencia de 3HP a 3500 RPM.

Para resolver la ecuación 16, debido a que en la descarga de la bomba no se encuentra un instrumento de medición de presión, con el fin de obtener el valor de presión en el punto D, se analiza la curva de rendimiento de dicha bomba teniendo en cuenta el flujo volumétrico ($0,004 \text{ m}^3/\text{s}$ [240 L/min], [16,5 gpm]) y la potencia de la bomba (ver figura 33).

Figura 33. Curva de rendimiento bomba 1.



Fuente: BARNES. Bomba centrífuga acoplamiento universal.

De acuerdo a la figura 33, la presión en el punto D equivale aproximadamente a 358,527 kPa [52 psig].

Por otra parte, como se muestra en la tabla 7, la altura de C con respecto a D (Z_{CD}) corresponde a 1,026 m y la longitud del punto D al C (L_{D-C}) equivale a 3,474 m.

Una componente de la pérdida de energía es la fricción en el fluido que circula. Para este caso, las pérdidas primarias (por longitud) son proporcionales a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud al diámetro de la corriente. Lo cual se expresa por medio de la ecuación de Darcy (Ver Ecuación 9).

Con el fin de determinar las pérdidas primarias debido a la fricción desde el punto D al punto C del sistema, se resuelve

$$h_{fD-C} = f_{A-C} * \frac{L_{D-C}}{D_{A-C}} * \frac{V_{A-C}^2}{2g} \text{ [Ecuación 17].}$$

$$h_{fD-C} = 0,027 * \frac{3,474}{0,0475} * \frac{2,257^2}{2 * 9.81} = 0,519 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_D H_C'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de D a C [$N \cdot m/N$].

$F_{A'-C}$ = Factor de fricción sección A'-C [adimensional].

L_{D-C} = Longitud desde el punto D al C [m].

$Vel_{A'-C}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de A' a C [m/s].

$D_{A'-C}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección A'-C [m].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Además de las pérdidas primarias, Mott¹²⁸ afirma que las pérdidas secundarias o pérdidas menores tienen lugar conforme al fluido pasa por dispositivos donde hay agrandamientos en la trayectoria del flujo, reducciones, entrada de un tanque a la tubería, salida del líquido de una tubería a un tanque, codos, tes y válvulas.

Por lo general, los valores experimentales de las pérdidas de energía se reportan en términos de un coeficiente de resistencia K , el cual representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la carga de velocidad.

$${}_D H_C'^S = \sum K_{D-C} * \frac{Vel_{A'-C}^2}{2g} \text{ [Ecuación 18].}$$

Donde,

${}_D H_C'^S$ = Pérdidas secundarias de D a C [$N \cdot m/N$].

$\sum K_{D-C}$ = sumatoria de coeficientes de resistencia de válvulas y accesorios ubicados en la sección D-C [adimensional].

$Vel_{A'-C}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de A' a C [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

La magnitud del coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que ocasiona la pérdida. El método para determinar K se presenta en la Ecuación 13.

$$K_{D-C} = \frac{Le}{D} * F_{A'-C} \text{ [Ecuación 19].}$$

Donde,

K_{D-C} = Coeficiente de resistencia de válvulas y accesorios ubicados en la sección D-C [adimensional].

$\frac{Le}{D}$ = Longitud equivalente en diámetros de tubería [adimensional].

$F_{A'-C}$ = Factor de fricción en la tubería a la que está conectada la válvula o acoplamiento [adimensional].

¹²⁸ Ibid., p.281.

El valor $\frac{L_e}{D}$ se considera constante para un tipo dado de válvula o acoplamiento. Mott¹²⁹ muestra diferentes valores de resistencia de válvulas y acoplamientos, expresadas como longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D y diferentes valores de K.

Por lo tanto, para la sección de tubería del punto D al C, el tamaño nominal de la tubería es de 2", el factor de fricción correspondiente a 0,027 y en dicha sección se encuentran dos codos a 90° (ver figura 32), por lo tanto, teniendo en cuenta los valores de resistencia, resolviendo la ecuación 13, se obtiene que,

$$K_{\text{codos}} = 2 * 30 * 0,027 = 1,62 \text{ [Ecuación 20].}$$

También, en la sección hay pérdidas en la salida del fluido de la tubería al tanque de almacenamiento, la tubería posee una entrada al tanque con bordes afilados, en este caso, K=1 obteniendo $\sum K_{D-C} = 2,62$.

Por consiguiente, solucionando la ecuación 18, se tiene que

$${}_D H_C{}^S = 2,62 * \frac{2,257^2}{2 * 9.81} = 0,6804 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$${}_D H_C{}^T = {}_D H_C{}^P + {}_D H_C{}^S \text{ [Ecuación 21].}$$

$${}_D H_C{}^T = 0,519 \text{ N*m/N} + 0,6804 \text{ N*m/N} = 1,1995 \text{ N*m/N}$$

Retomando y resolviendo la ecuación 16,

$$P_C = \left[\frac{358,527}{9,67} - 1,026 + 1,1995 \right] * 9,67 = 337,006 \text{ kPa [48,879 psig]}$$

Continuando con la solución de las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 9 se obtiene que:

$$P_E = - {}_A H_E{}^T - Z_{E_A} - \frac{Vel_{A'-C}^2}{2g} \text{ [Ecuación 22]}$$

Donde,

P_E = Presión en el punto E [kPa].

${}_A H_E{}^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto A' al E [N*m/N].

Z_{E_A} = Altura del punto E con respecto al punto A [m].

$Vel_{A'-C}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de A' a C [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

Como se indica en la tabla 7, $Z_{E_A} = 0,35\text{m}$ y $L_{A'-E} = 1,408\text{m}$, por lo tanto, mediante la ecuación de Darcy, se tiene

¹²⁹ Ibid., p.297.

$${}_A H_E'^P = F_{A'-C} * \frac{L_{A-E}}{D_{A'-C}} * \frac{Vel_{A'-C}^2}{2g} \text{ [Ecuación 23].}$$

$${}_A H_E'^P = 0,027 * \frac{1,408}{0,0475} * \frac{2,257^2}{2*9.81} = 0,2104 \text{ N*m/N}$$

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección A'-E posee un codo a 90° y una válvula de pie con alcachofa (colador) tipo disco de vástago, obteniendo

$$K_{A'-E} = \frac{Le}{D} * F_{A'-C} \text{ [Ecuación 24].}$$

$$K_{\text{codos}} = 30 * 0,027 = 0,81$$

Y

$$K_{V.\text{pie}} = 420 * 0,027 = 11,34$$

Por lo tanto,

$${}_A H_E'^S = \sum K * \frac{Vel_{A'-C}^2}{2g} \text{ [Ecuación 25]}$$

$${}_A H_E'^S = 12,150 * \frac{2,257^2}{2*9.81} = 3,1553 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$${}_A H_E'^T = {}_A H_E'^P + {}_A H_E'^S = 3,3657 \text{ N*m/N [Ecuación 26].}$$

Retomando y resolviendo la ecuación 22,

$$P_E = -3,3657 - 0,35 - \frac{2,257^2}{2*9.81} = -3,945 \text{ kPa [-0,577 psig]}$$

Siguiendo con la solución de las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 11 se obtiene que:

$$H_{m_{B1}} = \frac{P_C}{\gamma} + Z_{C-E} + {}_E H_C'^T - \frac{P_E}{\gamma} \text{ [Ecuación 27]}$$

Donde,

$H_{m_{B1}}$ = Carga dinámica total de la bomba del tanque de condensados (Bomba 1) [m].

P_C = Presión en el punto C [kPa].

γ = Peso específico del agua a 55°C [kN/ m³].

Z_{C-E} = Altura del punto C con respecto al punto E [m].

${}_E H_C'^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto E al C [N*m/N].

P_E = Presión en el punto E [kPa].

La energía que la bomba agrega al fluido corresponde a la carga total sobre la bomba o carga dinámica total (H_m o TDH).

Cómo se calculó anteriormente, $P_c = 337,006 \text{ kPa}$ [48,879 psig]. De acuerdo a la tabla 9, el peso específico del agua a 55°C es igual a $9,67 \text{ kN/m}^3$. Conforme la tabla 7, Z_{C_E} corresponde a $1,076 \text{ m}$. Y además, $P_E = -3,975 \text{ kPa}$ [0,577 psig].

Por otra parte, $L_{E-C} = L_{D-C} = 3,474 \text{ m}$ y $\sum K_{E-C} = \sum K_{D-C} = 2,62$, por lo tanto,

$${}_E H_C'^T = {}_D H_C'^T = 1,1995 \text{ N*m/N} \text{ [Ecuación 28]}$$

Retomando y resolviendo la ecuación 27,

$$H_{m_{B1}} = \frac{P_C}{\gamma} + Z_{C_E} + {}_E H_C'^T - \frac{P_E}{\gamma} \text{ [Ecuación 27]}$$

$$H_{m_{B1}} = \frac{337,006}{9,67} + 1,076 + 1,1995 - \frac{-3,975}{9,67} = 37,537 \text{ N*m/N}$$

Por último, de acuerdo a las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 10 se obtiene que:

$$H_{m_{B1}} = Z_{D_E} + \frac{P_D}{\gamma} - \frac{P_E}{\gamma} \text{ [Ecuación 29]}$$

Donde,

$H_{m_{B1}}$ = Carga dinámica total de la bomba del tanque de condensados (B1) [m].

Z_{D_E} = Altura del punto D con respecto al punto E [m].

P_D = Presión en el punto D [kPa].

γ = Peso específico del agua a 55°C [kN/m^3].

P_E = Presión en el punto E [kPa].

Acorde a la tabla 7, Z_{D_E} es igual a $0,05 \text{ m}$, de manera tal que al solucionar la ecuación 29 se tiene

$$H_{m_{B1}} = 0,05 + \frac{358,527}{9,67} - \frac{-3,975}{9,67} = 37,537 \text{ N*m/N}$$

Por medio de las ecuaciones 27 y 29 se obtuvo el mismo resultado de la carga total sobre la bomba.

Igualmente, teniendo en cuenta la curva de rendimiento de la bomba (ver figura 33, línea azul) de acuerdo al flujo volumétrico, la presión, potencia y frecuencia de trabajo, se obtiene que la carga dinámica total corresponde aproximadamente al mismo valor que en las ecuaciones 26 y 28.

La potencia que la bomba transmite al fluido equivale a

$$P_{B1} = H_{m_{B1}} * \gamma * \dot{V}_1 \text{ [Ecuación 30]}$$

$$P_{B1} = 37,537 * 9670 * 0,004 = 1451,945 \text{ W} [1,947 \text{ hp}]$$

Donde,

P_{B1} = Potencia que B1 transmite al fluido [W].

H_{mB1} = Carga dinámica total de B1 [m].

γ = Peso específico del agua a 55°C [N/ m³].

\dot{V}_1 = Flujo volumétrico del fluido en la sección de A'-C [m³/s].

A causa de las pérdidas de energía, no toda la potencia de entrada se transmite al fluido. La potencia de entrada a la bomba, como se muestra en la figura 33, es de 3 hp. La eficiencia mecánica de la bomba equivale a,

$$e_{MB1} = \frac{P_{B1}}{P_{I_{B1}}} \text{ [Ecuación 31]}$$

$$e_{MB1} = \frac{1,947}{3} = 64,90\%$$

Donde,

e_{MB1} = Eficiencia mecánica de la bomba 1 [%].

P_{B1} = Potencia transmitida al fluido. [hp].

$P_{I_{B1}}$ = Potencia de entrada a la bomba 1 [hp].

De acuerdo a Mott¹³⁰, para las bombas centrífugas, utilizadas sobre todo para transferir o hacer circular líquidos, la eficiencia corresponde del 50 al 85%.

En un sistema de bombeo es importante garantizar que la condición del fluido que entra a la bomba sea la apropiada para mantener un flujo completo de líquido. La tubería de succión debe proporcionar una presión suficientemente alta evitando el fenómeno de cavitación, por lo tanto la carga de succión neta positiva disponible corresponde a

$$NPSH_{AB1} = h_{sp1} - Z_{EA} - {}_A H_E^{'T} - h_{vp1} \text{ [Ecuación 32]}$$

Donde,

$NPSH_{AB1}$ = Carga de succión neta positiva disponible bomba 1 [m].

h_{sp1} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento [m].

Z_{EA} = Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito a la línea central de la entrada de succión de la bomba, altura de E con respecto a A [m].

${}_A H_E^{'T}$ = Pérdida de carga en la tubería de succión, debido a la fricción y pérdidas menores [m].

h_{vp1} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo [m].

Debido a que la bomba se encuentra arriba del depósito (tanque de condensados), Z_{EA} es negativa.

Para solucionar la ecuación 32 se tiene que,

¹³⁰ Ibid., p.383.

$$h_{sp1} = \frac{P_{sp1}}{\gamma} \text{ [Ecuación 33]}$$

$$h_{sp1} = \frac{75}{9,67} = 7,7559 \text{ m}$$

Donde,

h_{sp1} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento [m].

P_{sp1} = Presión estática (absoluta) sobre el fluido en el depósito [kPa].

γ = Peso específico del agua a 55°C [N/ m³].

Teniendo en cuenta que,

$$P_{sp1} = P_A + P_{atm} \text{ [Ecuación 34]}$$

$$P_{sp1} = 0 + 75 = 75 \text{ kPa (abs) [10,87 psia]}$$

Donde,

P_{sp1} = Presión estática (absoluta) sobre el fluido en el depósito [m].

P_A = Presión en el punto A (depósito) [kPa].

P_{atm} = Presión atmosférica en Bogotá [kPa].

Además, como se indica en la tabla 7, $ZE_A = 0,35\text{m}$, y de acuerdo a la solución de la ecuación 26, ${}_A H_E'^T = 3,3657 \text{ N}^*\text{m/N}$.

Por último,

$$h_{vp1} = \frac{P_{vp1}}{\gamma} \text{ [Ecuación 35]}$$

$$h_{vp1} = \frac{16,125}{9,67} = 1,6675 \text{ m}$$

Donde,

h_{vp1} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (55°C) [m].

P_{vp1} = Presión de vapor (absoluta) del agua 55°C [m].

γ = Peso específico del agua a 55°C [N/ m³].

Teniendo en cuenta la tabla de valores de presión de vapor respecto a diferentes temperaturas del fluido (Mott¹³¹), dado que la temperatura de bombeo es igual a 55°C, se realizó una interpolación para obtener el valor de presión de vapor en dicha temperatura.

¹³¹ Ibid., p. 413.

Tabla 11. Presión de vapor (abs) vs temperatura del agua.

T (°C)		Pvp (kPa abs)	
y0	50	x0	12,33
y1	55	x1	? (Pvp1)
y2	60	x2	19,92

Fuente: Propia.

Resolviendo los registros de la tabla 11,

$$P_{vp1} = \frac{(12,33 - 19,92) * (55 - 60)}{20 - 60} + 19,92 = 16,125 \text{ kPa (abs)}$$

Retomando y solucionando la ecuación 32,

$$NPSH_{AB1} = h_{sp1} - Z E_A - A H_E^{iT} - h_{vp1} \text{ [Ecuación 32]}$$

$$NPSH_{AB1} = 7,7559 - 0,35 - 3,3657 - 1,6675 = 2,372 \text{ m}$$

Mott¹³² asegura que el American National Standards Institute (ANSI) y el Hydraulic Institute (HI) emiten estándares que especifican un margen mínimo de 10% para la carga de succión neta positiva disponible (NPSH_A) sobre la carga de succión neta requerida (NPSH_R), ésta última es dada por los fabricantes, quienes prueban cada diseño para determinar el nivel de la presión de succión requerida. Según la gráfica de rendimiento de la bomba (ver figura 33), de acuerdo a las características, requiere aproximadamente de un NPSH_R = 1,524m [5 ft]. Por consiguiente,

$$NPSH_{AB1} > 1,10 * NPSH_{RB1} \text{ [Ecuación 36]}$$

$$NPSH_{AB1} / 1,10 > NPSH_{RB1}$$

$$2,372\text{m} / 1,10 > NPSH_{RB1}$$

$$2,156\text{m} > 1,524\text{m}$$

De acuerdo a la ecuación anterior, la bomba no presenta cavitación.

La caída de presión por longitud para cada sección corresponde a,

$$\frac{\Delta P_{A-E}}{L_{A-E}} = \frac{0,577}{7,4331} = 0,0776 \frac{\text{psig}}{\text{in}} \text{ [Ecuación 37]}$$

y

$$\frac{\Delta P_{D-C}}{L_{D-C}} = \frac{3,121}{4,7717} = 0,654 \frac{\text{psig}}{\text{in}} \text{ [Ecuación 38]}$$

Donde,

ΔP = Diferencia de presión [psig].

¹³² Ibid., p. 413.

L = Longitud de tuberías [in].

En resumen,

Tabla 12. Resumen características de la primera parte del sistema de alimentación actual de la caldera.

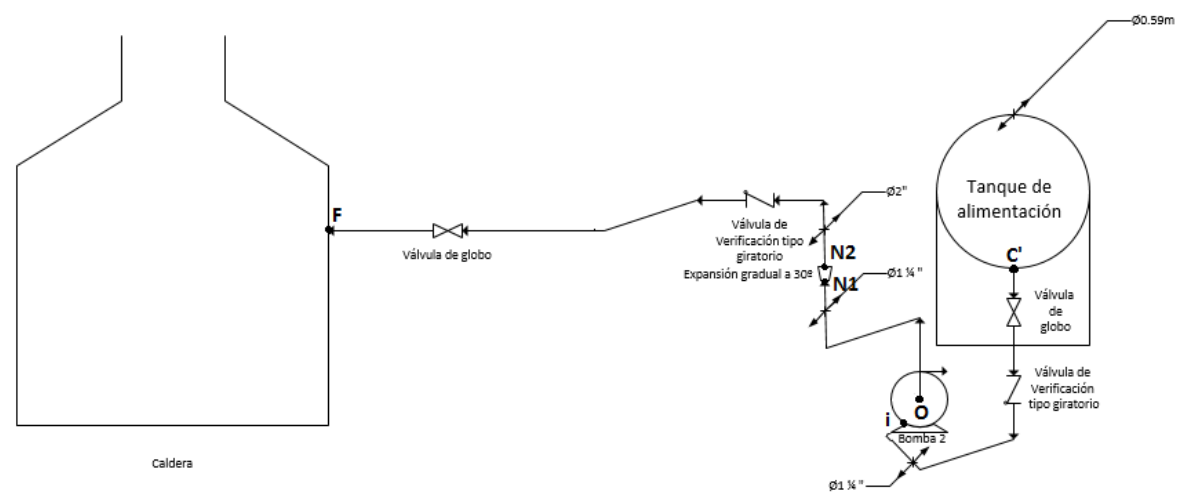
Material tubería	=	Hierro galvanizado	
Diametro externo tubería	=	2"	0,0508m
Diametro interno tubería	=	0,0475m	
Fluido	=	Agua	
Temperatura del fluido	=	55°C	
PA	=	0 Kpa	
PE	=	-3,975 kPa	-0,577
PD	=	358,527 kPa	52 psig
PC	=	337,006 kPa	48,879 psig
Ṽ 1	=	0,004 m3/s	240 L/min
Vela'-c	=	2,257 m/s	
HmB1	=	37,537 m	
EMB1	=	64,90%	
ΔPA-E/LA-E	=	0,0776 psig/in	
ΔPD-c/LD-c	=	0,654 psig/in	
La bomba no presenta cavitacion.			

Fuente: Propia.

3.1.6.2 Análisis segunda parte del sistema.

Continuando con el análisis del circuito de alimentación del agua a la caldera, se estudia la segunda sección, la cual está compuesta por el tanque de alimentación, el sistema de bombeo (bomba que alimenta a la caldera, B2) con el respectivo sistema de tuberías, válvulas y accesorios (ver figura 34, tabla 13 y 14).

Figura 34. Componentes, nodos y longitudes de tubería, segunda sección del circuito de alimentación del agua a la caldera.



Fuente: Diseño propio.

Tabla 13. Longitudes y alturas de la segunda parte del sistema de alimentación actual de la caldera.

Alturas		Longitudes	
Zi	0 m	L _{C'-i}	0,9 m
Zc'i	0,4 m	L _{O-N2}	0,816 m
Zo	0 m	L _{N2-F}	2,598 m
Zfo	1,208 m		
Zi	0 m		
Zfi	1,258 m		
Zoi	0,05 m		

Fuente: Propia.

En la tabla 14 se resumen algunas características del sistema.

Tabla 14. Características de la segunda parte del sistema de alimentación actual de la caldera.

Material tubería	=	Hierro galvanizado
Diametro externo tubería de C'-N1	=	1 1/4" 0,03175m
Diametro interno tubería de C'-N1	=	0,02845m
Diametro externo tubería de N2-F	=	2" 0,0508m
Diametro interno tubería de N2-F	=	0,0475m
Fluido	=	Agua
Temp. Fluido	=	30°C
Q2 (Flujo volumétrico)	=	0,00126 m3/s 75,708 L/min
Presión en C' (PC')	=	337,006 kPa 48,879 psig

Fuente: Propia.

De acuerdo a la ecuación general de la energía, se obtienen las siguientes ecuaciones para el sistema de la figura 34.

✓ Entre punto de salida del tanque de alimentación y el punto de succión de la bomba 2.

$$\frac{P_{C'}}{\gamma} + Z_{C'} + \frac{V_{C'}^2}{2g} - c H_{f1} = P_i + \cancel{Z_i} + \cancel{\frac{V_i^2}{2g}} \quad [\text{Ecuación 39}]$$

En la ecuación 39, el tercer y séptimo término se cancelan por el motivo de que el diámetro de la tubería en los puntos C' e I son iguales, por ende la velocidad es la misma. El sexto término (Z_i), hace referencia a la altura en el nodo i, y tampoco se tiene en cuenta ya que ésta altura se toma como referencia.

✓ Entre el punto de succión y el punto de descarga de la bomba 2.

$$\frac{P_i}{\gamma} + \cancel{Z_i} + \cancel{\frac{V_i^2}{2g}} + H_{mB2} = \frac{P_o}{\gamma} + Z_{o1} + \frac{V_o^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 40}]$$

Para finalizar, en la ecuación 40 el segundo término se cancela debido a que se toma la altura en el punto i como referencia. También, el tercer y séptimo término se anulan por el motivo de que el diámetro de succión y descarga de la bomba es el mismo, por ende la velocidad es la misma.

✓ Entre el punto de succión de la bomba 2 y el punto de descarga a la caldera.

$$\frac{P_i}{\gamma} + \cancel{Z_i} + \frac{V_i^2}{2g} + H_{mB2} - {}_i H_{f2} = \frac{P_F}{\gamma} + Z_{F1} + \frac{V_F^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 41}]$$

En la ecuación 41 el segundo término se cancela ya que se toma la altura en el punto i como referencia.

✓ Entre el punto de descarga de la bomba 2 y el punto de descarga a la caldera.

$$\frac{P_o}{\gamma} + \cancel{Z_o} + \frac{V_o^2}{2g} - {}_oH_F{}^T = \frac{P_F}{\gamma} + Z_{F_o} + \frac{V_F^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 42}]$$

En la ecuación 42, el segundo término se cancela ya que se toma la altura en el punto “o” como referencia.

...En la sección 3.1.4.3..., se determinó experimentalmente el flujo volumétrico promedio de la segunda parte del sistema de alimentación de agua a la caldera (\dot{V}_2), el cual corresponde a 0,00126 m³/s [75,708 L/min], [20 US gpm].

Teniendo en cuenta el diámetro y material de la tubería, según Mott¹³³, para un diámetro exterior de 1 1/4” [31.75 mm], el diámetro interior corresponde a 0,02845m.

Con el fin de obtener la velocidad promedio del flujo en la tubería de la sección C'-N1, teniendo en cuenta que posee el mismo diámetro, como se señala en la tabla 14, se tiene que,

$$Vel_{C'-N1} = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot D_{C'-N1}^2} \quad [\text{Ecuación 43}]$$

$$Vel_{C'-N1} = \frac{4 \cdot 0,00126}{\pi \cdot 0,02845^2} = 1.982 \text{ m/s}$$

Donde,

$Vel_{C'-N1}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a N1 [m/s].

\dot{V}_2 = Caudal del fluido en la sección 2 [m³/s].

$D_{C'-N1}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección C'-N1 [m].

Mientras que la sección N2-F posee un diámetro externo de 2”. Teniendo,

$$Vel_{N2-F} = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot D_{N2-F}^2} \quad [\text{Ecuación 44}]$$

$$Vel_{N2-F} = \frac{4 \cdot 0,00126}{\pi \cdot 0,0475^2} = 0.711 \text{ m/s}$$

Donde,

Vel_{N2-F} = Velocidad promedio del flujo en los puntos C, i y o. [m/s].

\dot{V}_2 = Caudal del fluido en la sección 2 [m³/s].

D_{N2-F} = Diámetro interno de la tubería de la sección N2-F [m].

Como se había mencionado en capítulos anteriores, la temperatura promedio del agua almacenada en el tanque de alimentación es de 30°C. Algunas de las propiedades del agua a esta temperatura se presentan en la Tabla 15.

¹³³ Ibid., p. 603.

Tabla 15. Propiedades del agua a 30°C.

Propiedades del agua (30°C)	
Peso Esp.	9,77 KN/m ³
Densidad	996 Kg/m ³
Vis. Dinámica	0,0008 Pa*s

Fuente: MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos. Anexo A. Propiedades del agua.

Se procede a calcular el Número de Reynolds correspondiente a la sección C'-N1.

$$N_{R,C'-N1} = \frac{Vel_{C'-N1} * D_{C'-N1} * \rho_{30^\circ}}{\eta_{30^\circ}} \text{ [Ecuación 45]}$$

$$N_{R,C'-N1} = \frac{1,982 * 0,02845 * 996}{0,0008} = 70204,952$$

Donde,

$N_{R,C'-N1}$ = Número de Reynolds en la sección C'-N1 [adimensional].

$Vel_{C'-N1}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a N1 [m/s].

$D_{C'-N1}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección C'-N1 [m].

ρ_{30° = Densidad del agua a 30°C [kg/m³].

η_{30° = Viscosidad dinámica del agua a 30°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido de la ecuación 45, se considera que el flujo es turbulento.

Continuando, se calcula el Número de Reynolds correspondiente a la sección N2-F.

$$N_{R,N2-F} = \frac{Vel_{N2-F} * D_{N2-F} * \rho_{30^\circ}}{\eta_{30^\circ}} \text{ [Ecuación 46]}$$

$$N_{R,N2-F} = \frac{0,711 * 0,0475 * 996}{0,0008} = 42049,071$$

Donde,

$N_{R,N2-F}$ = Número de Reynolds en la sección N2-F [adimensional].

Vel_{N2-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de N2 a F [m/s].

D_{N2-F} = Diámetro interno de la tubería de la sección N2-F [m].

ρ_{30° = Densidad del agua a 30°C [kg/m³].

η_{30° = Viscosidad dinámica del agua a 30°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido de la ecuación 46, se considera que el flujo es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción de la sección C'-N1,

$$F_{C'-N2} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{D_{C'-N1}}{\epsilon_1}} + \frac{5,74}{N_{R,C'-N1}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecuación 47}]$$

$$F_{C'-N2} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,02845}{1,5 \cdot 10^{-4}}} + \frac{5,74}{70204,952^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,032$$

Donde,

$F_{C'-N2}$ = Factor de fricción sección C'-N2 [adimensional].

$D_{C'-N1}$ = Diámetro interno de la tubería sección C'-N1 [m].

ϵ_1 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material hierro galvanizado [m].

$N_{R,C'-N1}$ = Número de Reynolds sección C'-N1 [adimensional].

Se procede a calcular el valor del factor de fricción de la sección N2-F,

$$F_{N2-F} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{D_{N2-F}}{\epsilon_1}} + \frac{5,74}{N_{R,N2-F}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecuación 48}]$$

$$F_{N2-F} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,0475}{1,5 \cdot 10^{-4}}} + \frac{5,74}{42049,071^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,030$$

Donde,

F_{N2-F} = Factor de fricción sección N2-F [adimensional].

D_{N2-F} = Diámetro interno de la tubería sección N2-F [m].

ϵ_1 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material hierro galvanizado [m].

$N_{R,C'-N1}$ = Número de Reynolds sección N2-F [adimensional].

Resolviendo las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 39 se obtiene que:

$$P_i = \frac{P_{C'}}{\gamma} - ZC'_i + C \cdot H_i'^T \quad [\text{Ecuación 49}]$$

Donde,

P_i = Presión en el punto i [kPa].

$P_{C'}$ = Presión en el punto C' [kPa].

γ = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

ZC'_i = Altura del punto C' con respecto al punto i [m].

${}_C H_i'^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto C' al i [N*m/N].

Como se muestra ...en la sección 3.1.6.1..., análisis primera parte del sistema, $P_c = 337,006$ kPa [48,879 psig], la cual corresponde a la presión en la entrada del tanque de alimentación, debido a que éste se encuentra siempre a presión, la presión en todas sus secciones es la misma, teniendo que $P_c = P_{c'} = 337,006$ kPa [48,879 psig].

Por otra parte, en la tabla 13 se evidencia la altura del punto C' con respecto al punto i (ZC'_i), correspondiente a 0,4m, así mismo, la longitud de la tubería del punto C' al punto i ($L_{C'-i}$) es de 0,9m.

Con el fin de determinar las pérdidas primarias debido a la fricción desde el punto C' al punto i del sistema, se resuelve

$${}_C H_i'^P = F_{C'-N2} * \frac{L_{C'-i}}{D_{C'-N1}} * \frac{Vel_{C'-N1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 50].}$$

$${}_C H_i'^P = 0,032 * \frac{0,9}{0,02845} * \frac{1,982^2}{2*9,81} = 0,205476 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_C H_i'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de C'-i [N * m/N].

$F_{C'-N2}$ = Factor de fricción sección C'-N2 [adimensional].

$L_{C'-i}$ = Longitud de la tubería desde el punto C' al i [m].

$D_{C'-N1}$ = Diámetro interno de la tubería sección C'-N1 [m].

$Vel_{C'-N1}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a N1 [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección C'-i posee pérdidas a la entrada (entrada con bordes afilados), tres codos a 90°, una válvula de globo abierta por completo y una válvula de verificación tipo giratorio, obteniendo

$$K = \frac{Le}{D} * F_{C'-N2} \text{ [Ecuación 51].}$$

$$K_{\text{entrada}} = 0,5$$

$$K_{\text{codos}} = 3 * 30 * 0,032 = 2,88$$

$$K_{\text{v.globo}} = 340 * 0,032 = 10,88$$

Y

$$K_{\text{v.verificación}} = 100 * 0,032 = 3,2$$

Por lo tanto,

$$C'H_i'S = \sum K_{C'-i} * \frac{Vel_{C'-N1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 52].}$$

$$C'H_i'S = 17,46 * \frac{1,982^2}{2*9.81} = 3,496 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$$C'H_i'T = C'H_i'P + C'H_i'S = 3,7015 \text{ N*m/N [Ecuación 53].}$$

Retomando y solucionando la Ecuación 49,

$$P_i = \frac{P_{C'}}{\gamma} - Z_{C'} + C'H_i'T \text{ [Ecuación 49]}$$

$$P_i = \frac{337,006}{9,77} - 0,4 + 3,7015 = 31,192 \text{ kPa [4,5241 psig]}$$

Continuando con la solución de las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 42 se obtiene que:

$$P_F = \left[\frac{P_O}{\gamma} + \frac{Vel_{C'-N1}^2}{2g} - {}_O H_F'T - Z_{F_O} - \frac{Vel_{N2-F}^2}{2g} \right] * \gamma \text{ [Ecuación 54]}$$

Donde,

P_F = Presión en el punto F (entrada a la caldera) [kPa].

P_O = Presión en el punto O [kPa].

γ = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

$Vel_{C'-N1}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a N1 [m/s].

${}_O H_F'T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto O al F [N*m/N].

Z_{F_O} = Altura del punto F con respecto al punto O [m].

Vel_{N2-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de N2 a F [m/s].

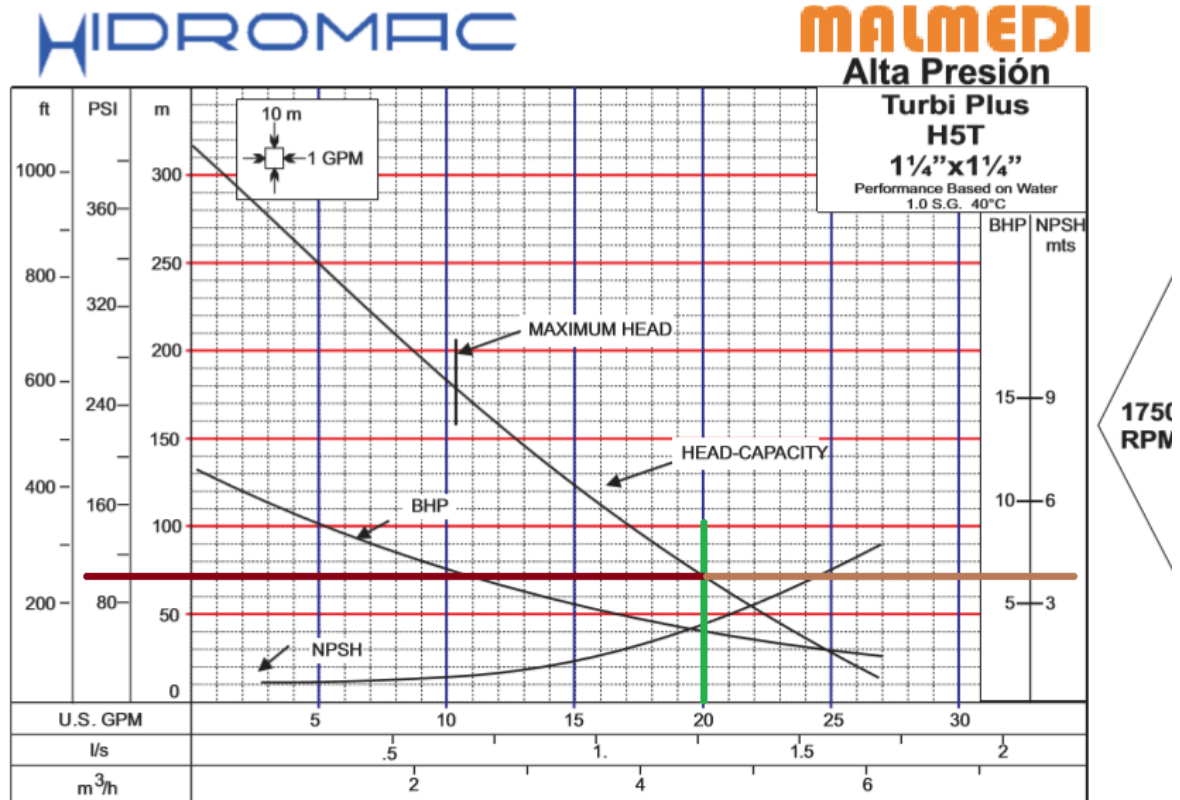
g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

Como se indica en la tabla 13, $Z_{F_O} = 1,208 \text{ m}$.

El sistema emplea una bomba centrífuga marca Hidromac de alta presión (Bomba2), encargada de succionar el fluido desde el tanque de alimentación a la caldera. Su referencia es Turbi Plus H5T, de diámetro de succión 1 1/4" por diámetro de descarga 1 1/4". Posee una potencia de 3HP a 1750 RPM.

Debido a que en la descarga de la bomba no se encuentra un instrumento de medición de presión, con el fin de obtener el valor de presión de descarga (punto O), se analiza la curva de rendimiento de la bomba teniendo en cuenta el flujo volumétrico (0,00126 m³/s [75,708 L/min], [20 US gpm]).

Figura 35. Curva de rendimiento Bomba 2.



Fuente: HIDROMAC. Bomba centrífuga de alta presión.

De acuerdo a la Figura 35, la presión de descarga de la bomba (P_O) equivale aproximadamente a 723,9495 kPa [105 psig]. Así mismo, según la tabla de selección de bombas de alimentación de calderas (bombas Turbi a 1750 RPM), a una caldera de 125 BHP de 100 psig le corresponde una bomba Turbi H5T de 3HP con presión de descarga de 105 psig.

La longitud del punto O a N1 (L_{O-N1}) equivale a 0,816 m.

Con el fin de determinar las pérdidas primarias debido a la fricción desde el punto O al punto N2 del sistema, se resuelve

$${}_{O}H_{N2}^{iP} = F_{C'-N2} * \frac{L_{O-N1}}{DC'-N1} * \frac{VelC'-N1^2}{2g} \text{ [Ecuación 55].}$$

$${}_{O}H_{N2}^{iP} = 0,032 * \frac{0,816}{0,02845} * \frac{1,982^2}{2*9,81} = 0,1863 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_{O}H_{N2}^{iP}$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de O-N2 [N * m/N].

$F_{C'-N2}$ = Factor de fricción sección C'-N2 [adimensional].

L_{O-N1} = Longitud de la tubería desde el punto O al N1 [m].

$D_{C'-N1}$ = Diámetro interno de la tubería sección C'-N1 [m].

$Vel_{C'-N1}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a N1 [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección O-N2 posee dos codos a 90° y una expansión gradual de 1 1/4" (diámetro interno: 0,02845 m) a 2" (diámetro interno: 0,0475 m) con ángulo de cono de 30° .

$$K = \frac{Le}{D} * F_{C'-N2} \text{ [Ecuación 56].}$$

$$K_{\text{codos}} = 2 * 30 * 0,032 = 1,92$$

Calculando el coeficiente de resistencia de la expansión gradual ubicada entre los puntos N1 a N2, se obtiene:

$$\frac{\text{Diámetro interno N2}}{\text{Diámetro interno N1}} = \frac{0,0475 \text{ m}}{0,02845 \text{ m}} = 1,67 \text{ [Ecuación 57].}$$

El coeficiente de resistencia para una expansión gradual con diferencia de diámetros de 1,67 con ángulo de cono de 30° corresponde a,

Tabla 16. Coeficiente de resistencia de expansión gradual con ángulo de cono de 30° vs diferencia de diámetros.

Diám.N2/ Diám.N1		K	
y0 =	1,6	x0 =	0,42
y1 =	1,67	x1 =	? (K expansión)
y2 =	1,8	x2 =	0,44

Fuente: Propia.

Hallando la incógnita de la Tabla 16,

$$K_{\text{expansión}} = \frac{(0,42-0,44)*(1,67-1,8)}{1,6-1,8} + 0,44 = 0,427 \text{ [Ecuación 58]}$$

Por lo tanto,

$$oH_{N2}'^S = \sum K_{O-N2} * \frac{Vel_{C'-N1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 59].}$$

$$oH_{N2}'^S = 2,347 * \frac{1,982^2}{2*9,81} = 0,4699 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$$oH_{N2}'^T = oH_{N2}'^P + oH_{N2}'^S = 0,656 \text{ N*m/N [Ecuación 60].}$$

Como se muestra en la figura 35, la longitud de N2 a F corresponde a 2,598 m. Con el fin de determinar las pérdidas primarias debido a la fricción en la respectiva sección, se resuelve

$$N_2H_F'^P = F_{N_2-F} * \frac{L_{N_2-F}}{DN_{N_2-F}} * \frac{Vel_{N_2-F}^2}{2g} \text{ [Ecuación 61].}$$

$$N_2H_F'^P = 0,030 * \frac{2,598}{0,0475} * \frac{0,711^2}{2*9,81} = 0,0418 \text{ N*m/N}$$

Donde,

$N_2H_F'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de N2-F [N * m/N].

F_{N_2-F} = Factor de fricción sección N2-F [adimensional].

L_{N_2-F} = Longitud de la tubería desde el punto N2 al F [m].

DN_{N_2-F} = Diámetro interno de la tubería sección N2-F [m].

Vel_{N_2-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de N2-F [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección N2-F posee tres codos a 90°, una válvula de verificación tipo giratorio y una válvula de globo abierta por completo.

$$K = \frac{Le}{D} * F_{N_2-F} \text{ [Ecuación 62].}$$

$$K_{\text{codos}} = 3 * 30 * 0,030 = 2,7$$

$$K_{V.\text{verificación}} = 100 * 0,030 = 3$$

$$K_{V.\text{globo}} = 340 * 0,030 = 10,2$$

Por lo tanto,

$$N_2H_F'^S = \sum K_{N_2-F} * \frac{Vel_{N_2-F}^2}{2g} \text{ [Ecuación 63].}$$

$$N_2H_F'^S = 15,9 * \frac{0,711^2}{2*9,81} = 0,4097 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$$N_2H_F'^T = N_2H_F'^P + N_2H_F'^S = 0,4515 \text{ N*m/N [Ecuación 64].}$$

Por consiguiente,

$$O_HF'^T = O_{HN_2}'^T + N_2H_F'^T = 1,10776 \text{ N*m/N [Ecuación 65].}$$

Retomando y solucionando la ecuación 54,

$$P_F = \left[\frac{P_O}{\gamma} + \frac{Vel_{C1-N1}^2}{2g} - O_HF'^T - Z_{F_O} - \frac{Vel_{N_2-F}^2}{2g} \right] * \gamma \text{ [Ecuación 54]}$$

$$P_F = \left[\frac{723,950}{9,77} + \frac{1,982^2}{2 \cdot 9,81} - 1,10776 - 1,208 - \frac{0,711^2}{2 \cdot 9,81} \right] \cdot 9,77$$

$$P_F = 703,029 \text{ kPa [101,97 psig]}$$

Siguiendo con la solución de las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 41, se obtiene que:

$$H_{mB2} = \frac{P_F}{\gamma} + ZF_i + \frac{Vel_{N2-F}^2}{2g} + iH_F'^T - \frac{P_i}{\gamma} - \frac{Vel_{C'-N1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 66]}$$

Donde,

H_{mB2} = Carga dinámica total bomba 2 [m].

P_F = Presión en el punto F (entrada caldera) [kPa].

γ = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

ZF_i = Altura del punto F con respecto al punto i [m].

Vel_{N2-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de N2 a F [m/s].

$iH_F'^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto i al F [N*m/N].

P_i = Presión en el punto i [kPa].

$Vel_{C'-N1}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a N1 [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

Cómo se calculó anteriormente, $P_F = 703,029 \text{ kPa [101,97 psig]}$ y $P_i = 31,192 \text{ kPa [48,879 psig]}$. De acuerdo a la tabla 15 el peso específico del agua a 30°C es igual a 9,77 kN/m³. Conforme la tabla 13, ZF_i corresponde a 1,258 m y además, $Vel_{N2-F} = 0,711 \text{ m/s}$ y $Vel_{C'-N1} = 1,982 \text{ m/s}$.

Cabe destacar que $iH_F'^T = iH_C'^T = 1,10776 \text{ N*m/N}$ debido a que en ambas secciones la longitud y características de la tubería es la misma y poseen las mismas válvulas y accesorios.

Entonces,

$$H_{mB2} = \frac{703,029}{9,77} + 1,258 + \frac{0,711^2}{2 \cdot 9,81} + 1,10776 - \frac{31,192}{9,77} - \frac{1,982^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$H_{mB2} = 70,96 \text{ m}$$

Por último, de acuerdo a las ecuaciones del sistema, al despejar la ecuación 40 se obtiene que:

$$H_{mB2} = ZO_i + \frac{P_O}{\gamma} - \frac{P_i}{\gamma} \text{ [Ecuación 67]}$$

Donde,

H_{mB2} = Carga dinámica total bomba 2 [m].

ZO_i = Altura del punto O con respecto al punto i [m].

P_O = Presión en el punto O [kPa].

γ = Peso específico del agua a 55°C [kN/ m³].

P_i = Presión en el punto i [kPa].

Acorde a la tabla 13, ZO_i es igual a 0,05 m, de manera tal que al solucionar la ecuación 67 se tiene

$$H_{mB2} = 0,05 + \frac{723,950}{9,77} - \frac{31,192}{9,77} = 70,96 \text{ N*m/N}$$

Por medio de las ecuaciones 66 y 67 se obtuvo el mismo resultado de la carga total sobre la bomba.

Igualmente, teniendo en cuenta la curva de rendimiento de la bomba (ver figura 35, línea color vinotinto) de acuerdo al flujo volumétrico, la presión y frecuencia de trabajo, se determinó que la carga dinámica total corresponde aproximadamente al mismo valor obtenido en las ecuaciones 66 y 67.

La potencia que la bomba transmite al fluido equivale a

$$P_{B2} = H_{mB2} * \gamma * Q_2 \text{ [Ecuación 68]}$$

$$P_{B1} = 70,96 * 9770 * 0,00126 = 873,489 \text{ W [1,171 hp]}$$

Donde,

P_{B2} = Potencia que B2 transmite al fluido [W].

H_{mB2} = Carga dinámica total de B2 [m].

γ = Peso específico del agua a 30°C [N/ m³].

Q_2 = Flujo volumétrico del fluido en la sección de C'-F [m³/s].

A causa de las pérdidas de energía, no toda la potencia de entrada se transmite al fluido. La potencia de entrada a la bomba es de 3 hp, por consiguiente, la eficiencia mecánica de la bomba equivale a

$$e_{MB2} = \frac{P_{B2}}{P_{I_{B2}}} \text{ [Ecuación 69]}$$

$$e_{MB2} = \frac{1,171}{3} = 34,05\%$$

Donde,

e_{MB2} = Eficiencia mecánica de la bomba 2 [%].

P_{B2} = Potencia transmitida al fluido. [hp].

$P_{I_{B2}}$ = Potencia de entrada a la bomba 2 [hp].

La carga de succión neta positiva disponible corresponde a

$$NPSH_{AB2} = h_{sp2} + ZC'_i - C'_i H_i'^T - h_{vp2} \text{ [Ecuación 70]}$$

Donde,

$NPSH_{AB2}$ = Carga de succión neta positiva disponible bomba 2 [m]

hs_{p2} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento [m].

ZC'_i = Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito a la línea central de la entrada de succión de la bomba, altura de C' con respecto a i. [m].

${}_C H_i'^T$ = Pérdida de carga en la tubería de succión, debido a la fricción y pérdidas menores [m]

h_{vp2} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo [m].

Debido a que la bomba se encuentra abajo del depósito (tanque de alimentación), ZC'_i es positiva.

Para solucionar la ecuación 70 se tiene que,

$$hs_{p2} = \frac{P_{sp2}}{\gamma} \text{ [Ecuación 71]}$$

$$hs_{p2} = \frac{412,006}{9,77} = 42,17 \text{ m}$$

Donde,

hs_{p2} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento [m].

Ps_{p2} = Presión estática (absoluta) sobre el fluido en el depósito [kPa].

γ = Peso específico del agua a 30°C [N/ m³].

Teniendo en cuenta que,

$$Ps_{p2} = P_{C'} + P_{atm} \text{ [Ecuación 72]}$$

$$Ps_{p2} = 337,006 + 75 = 412,006 \text{ kPa (abs) [59,756 psia]}$$

Donde,

Ps_{p2} = Presión estática (absoluta) sobre el fluido en el depósito [m].

$P_{C'}$ = Presión en el punto C' (depósito) [kPa].

P_{atm} = Presión atmosférica en Bogotá [kPa].

Como se indica en la tabla 13 $ZC'_i = 0,4$ m, y de acuerdo a la solución de las ecuaciones del sistema ${}_C H_i'^T = 3,701$ N*m/N.

Según Mott¹³⁴, el valor de la presión de vapor (P_{vp}) respecto a la temperatura del fluido, dado que la temperatura de bombeo es igual a 30°C, $P_{vp2} = 4,243$ kPa (abs).

$$h_{vp2} = \frac{P_{vp2}}{\gamma} \text{ [Ecuación 73]}$$

¹³⁴ Ibid., p. 413.

$$h_{vp2} = \frac{4,243}{9,77} = 0,434 \text{ m}$$

Donde,

h_{vp2} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (30°C) [m].

P_{vp2} = Presión de vapor (absoluta) del agua a 30°C [m].

γ = Peso específico del agua a 30°C [N/ m³].

Retomando y solucionando la ecuación 70,

$$NPSH_{AB2} = h_{sp2} + ZC'_i - C'H_i'^T - h_{vp2} \text{ [Ecuación 70]}$$

$$NPSH_{AB2} = 42,17 + 0,4 - 3,701 - 0,434 = 38,4347 \text{ m}$$

Según la gráfica de rendimiento de la bomba (ver figura 35), de acuerdo a las características, requiere aproximadamente de un $NPSH_R = 3,8\text{m}$. Por consiguiente,

$$NPSH_{AB2}/1,10 > NPSH_{RB2} \text{ [Ecuación 74]}$$

$$38,4347\text{m}/1,10 > NPSH_{RB1}$$

$$34,94\text{m} > 3,8\text{m}$$

De acuerdo a la ecuación 74, la bomba no presenta cavitación.

La caída de presión por longitud para cada sección corresponde a,

$$\frac{\Delta P_{C'I-i}}{L_{C'I-i}} = \frac{44,3545}{35,433} = 1,252 \frac{\text{psig}}{\text{in}} \text{ [Ecuación 75]}$$

y

$$\frac{\Delta P_{O-F}}{L_{O-F}} = \frac{20,92}{134,409} = 0,156 \frac{\text{psig}}{\text{in}} \text{ [Ecuación 76]}$$

Donde,

ΔP = Diferencia de presión [psig].

L = Longitud de tuberías [in].

En resumen,

Tabla 17. Resumen características de la segunda parte del sistema de alimentación actual de la caldera.

Material tubería	=	Hierro galvanizado
Diametro externo tubería de C'-N1	=	1 1/4" 0,03175m
Diametro interno tubería de C'-N1	=	0,02845m
Diametro externo tubería de N2-F	=	2" 0,0508m
Diametro interno tubería de N2-F	=	0,0475m
Fluido	=	Agua
Temp. Fluido	=	30°C
Q2	=	0,00126 m ³ /s 75,708 L/min
Pc'	=	337,006 kPa 48,879 psig
Pi	=	31,192 kPa 4,5241 psig
Po	=	723,9495 kPa 105 psig
PF	=	703,029 kPa 101,97 psig
VelC'-N1	=	1.982 m/s
VelN2-F	=	0.711 m/s
HmB2	=	70,96 N*m/N
EMB2	=	34,05%
$\Delta P_{C'-i}/L_{C'-i}$	=	1,252 psig/in
$\Delta P_{O-F}/L_{O-F}$	=	0,156 psig/in
La bomba no presenta cavitacion.		

Fuente: Propia.

3.1.7 Simulación del proceso sin integración energética

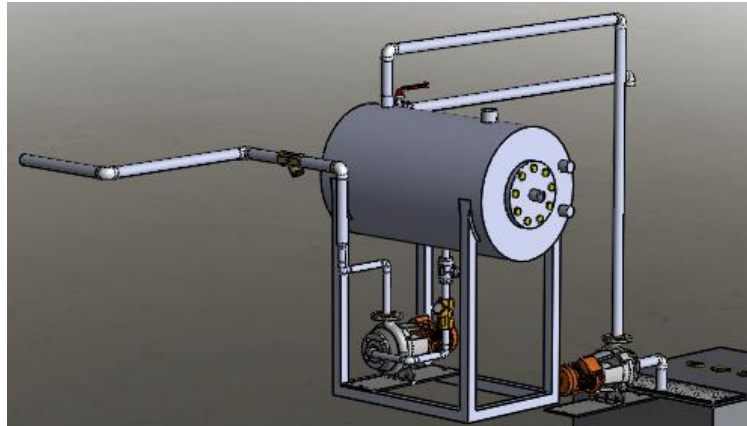
En este apartado podemos observar la simulación del fluido de la primera parte del sistema actual. Luego de haber realizado la simulación en CAD, se utilizó un pack de *SolidWorks* llamado *Flow Simulation*, el cual nos permitió observar el flujo de agua a través de la tubería. El objetivo fue mostrar los fluidos y su comportamiento.

Para empezar se definieron los componentes, se comprobó el sistema de unidades, se definieron los datos característicos iniciales y por último, se proporcionaron las condiciones de proceso con las cuales se obtuvieron los resultados inmediatos.

En las tablas 12 y 17 se muestran los parámetros teóricos del sistema actual los cuales se cumplieron en la simulación.

Se simuló inicialmente la primera parte del sistema, el tanque de condensados y su tubería hacia el tanque de alimentación, simulando éste también. Cabe recordar, que el tanque de alimentación de agua a la caldera tiene una capacidad de 1.43 m³ (1430 litros).

Figura 36. Tanque de alimentación la caldera



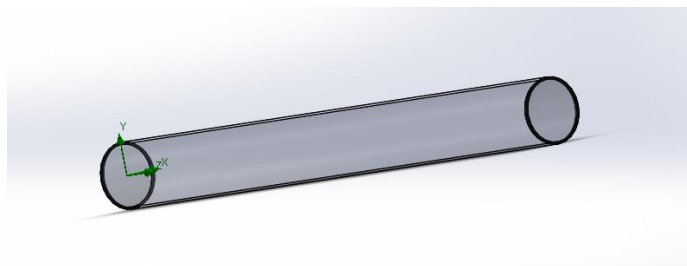
Fuente: Propia.

Flow Simulation es capaz de calcular el flujo de los fluidos de diferentes tipos en una sola simulación. Como es muy poco común que se utilice este pack de SolidWorks, se dará una breve explicación del procedimiento que se realizó.

En menú principal de SolidWorks hay una pestaña llamada Flow Simulation, la cual permite ingresar los parámetros de la simulación (hay que tener en cuenta que anteriormente se realizó el CAD del proceso en solidworks).

La simulación se realizó por secciones.

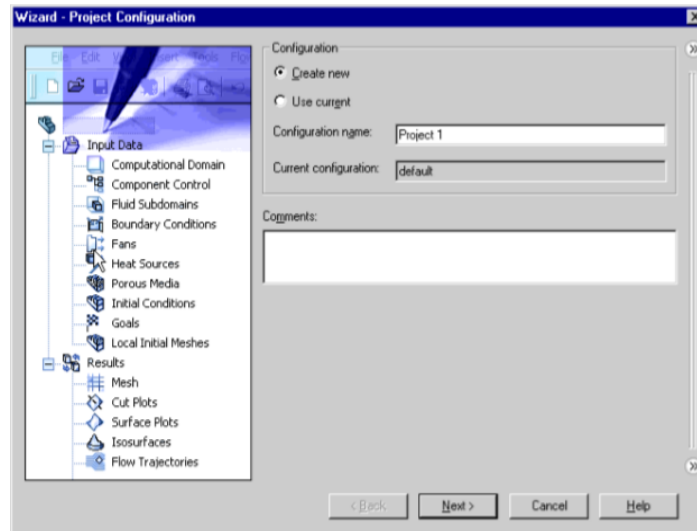
Figura 37. Inicio simulación tubería de alimentación



Fuente: Propia.

Para iniciar se debe crear un Proyecto, en el asistente *Wizard* del software. Se creó un nuevo proyecto, realizando la configuración propia del sistema; además se eligió el sistema de unidades correspondiente.

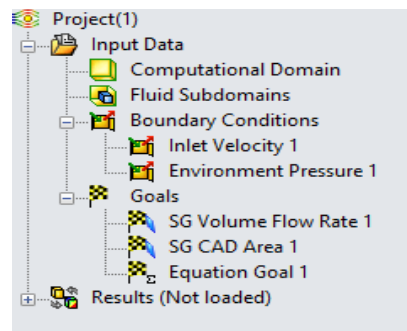
Figura 38. Asistente Wizard.



Fuente: Propia.

Se seleccionó un análisis de flujo interno y posteriormente *Flow Simulation* creó un árbol análisis (ver figura 39).

Figura 39. Árbol de análisis

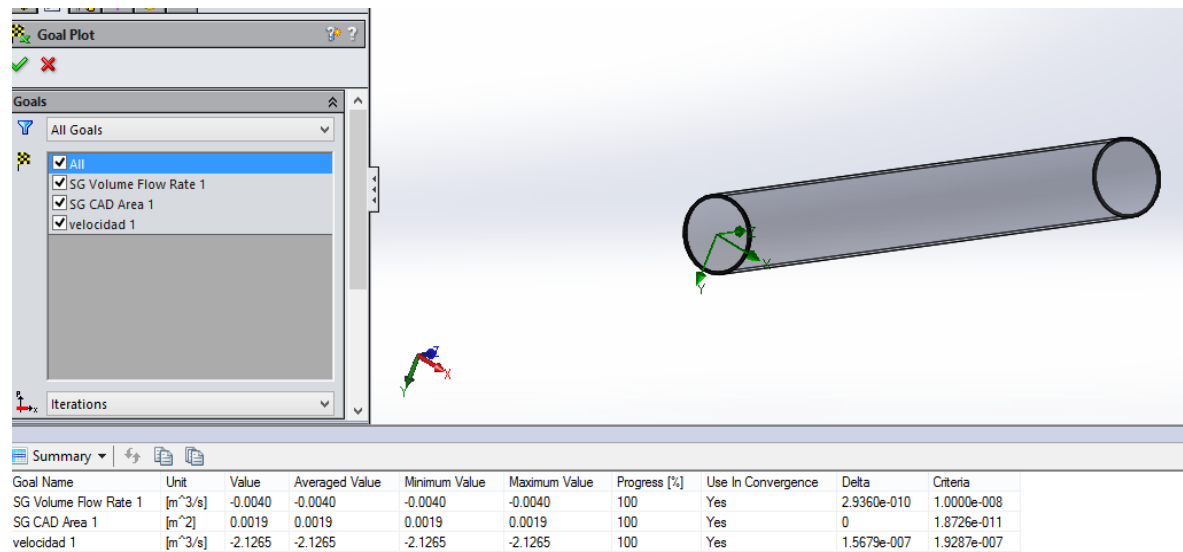


Fuente: Propia.

Se modificó la configuración predeterminada de presión, temperatura, velocidad, especificación de condiciones de frontera, contorno, flujo de aberturas y entrada de flujo de masa.

Configuradas las características iniciales (por secciones), automáticamente el software realiza la simulación del flujo del agua.

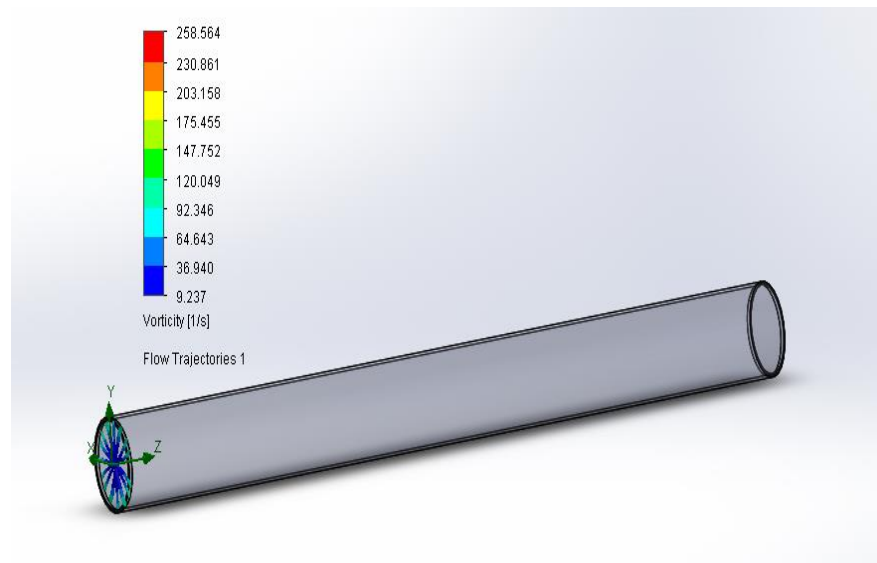
Figura 40. Valores de la simulación de la tubería del sistema actual por secciones.



Fuente: Propia.

En la figura 41 se muestra la simulación de la velocidad y presión del fluido en una sección de tubería.

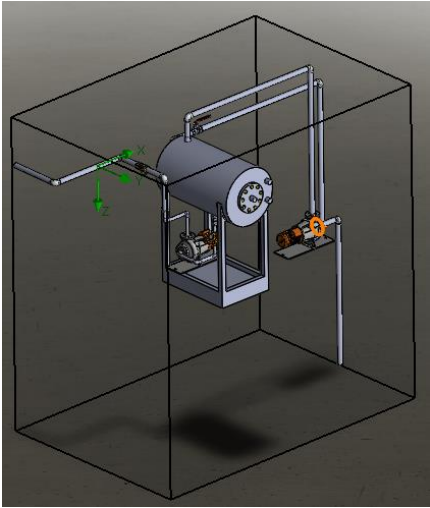
Figura 41. Simulación de la velocidad y presión del fluido en una sección de la tubería del sistema actual.



Fuente: Propia.

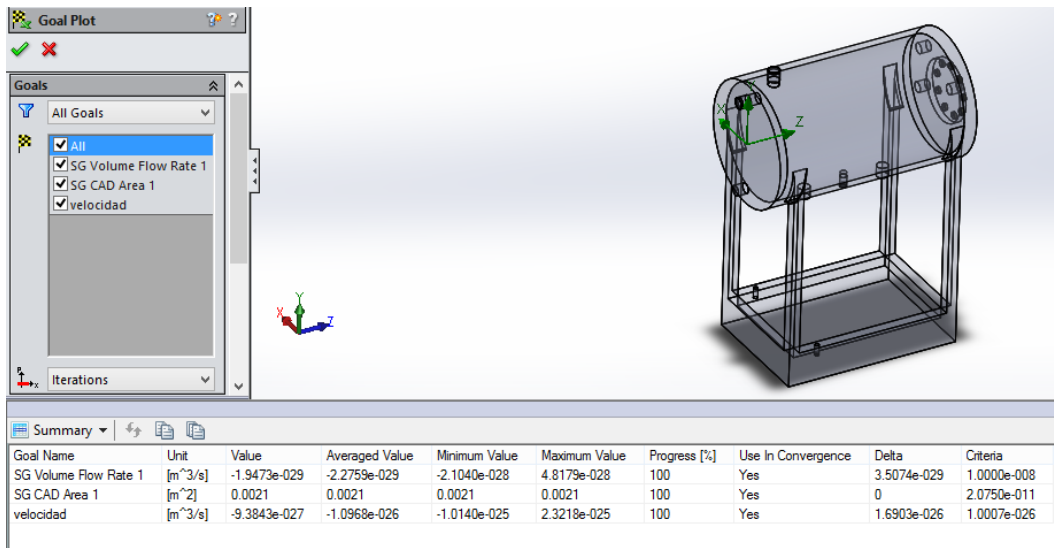
El contorno virtual y la configuración inicial para la simulación del flujo del fluido en el tanque de alimentación se muestran en las figuras 42 y 43 respectivamente.

Figura 42. Contorno virtual para la simulación del fluido en el tanque de alimentación.



Fuente: Propia.

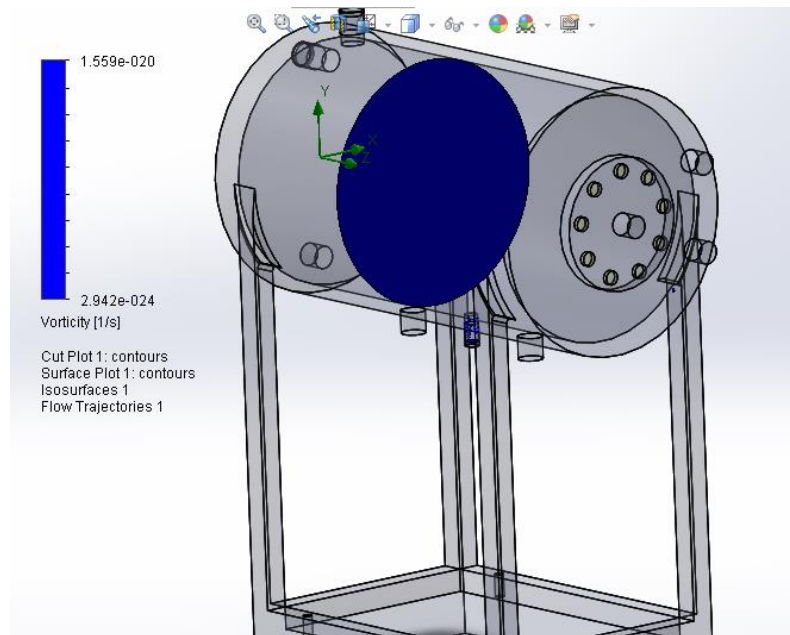
Figura 43. Configuración inicial para la simulación del flujo del fluido en el tanque de alimentación.



Fuente: Propia.

Por lo tanto, la respectiva simulación de la velocidad y presión del fluido en el tanque de alimentación se observa en la figura 44.

Figura 44. Simulación de velocidad y presión del fluido en el tanque de alimentación.



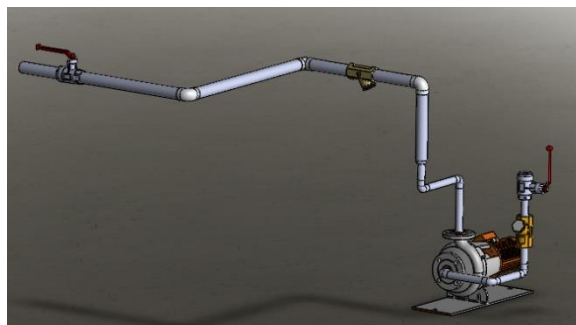
Fuente: Propia.

En la figura 44 se indica que la presión del agua es la misma en todos los puntos del tanque.

Por otra parte, a continuación se muestra la simulación del fluido en el sistema de la segunda parte del proceso actual.

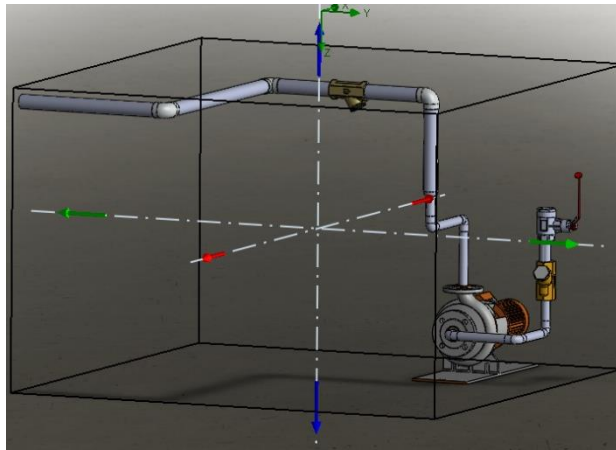
Luego de realizar el CAD, igualmente que en la simulación anterior, se definieron las características iniciales del sistema y se comprobó el sistema de unidades.

Figura 45. Segunda parte del sistema actual de alimentación del agua a la caldera.



Fuente: Propia.

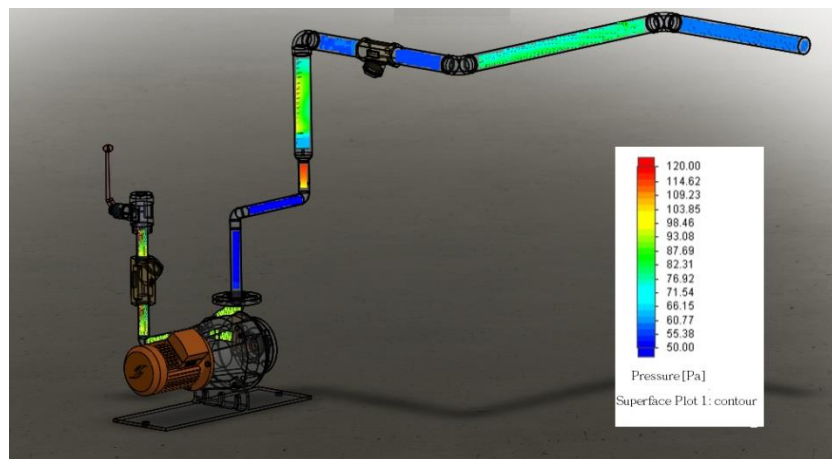
Figura 46. Contorno virtual de la segunda parte del sistema actual.



Fuente: Propia.

Por consiguiente, la simulación de la presión del fluido en la segunda parte del sistema actual se muestra en la figura 47.

Figura 47. Simulación de presión del fluido en la segunda parte del sistema actual.



Fuente: Propia.

3.2 INTEGRACIÓN ENERGÉTICA

Se diseñó un sistema de integración energética entre el tanque de alimentación de la caldera, el horno y la caldera, compuesto por tuberías, válvulas y accesorios, con su respectivo sistema de control.

3.2.1 Distribución de tuberías, válvulas y accesorios.

Para realizar el diseño se tuvieron en cuenta diversos parámetros entre los cuales se destacan:

Diseño de tubería subterránea, no puede ser aérea por que interfiere con el paso de un puente grúa.

El trayecto debe ser lo más corto posible.

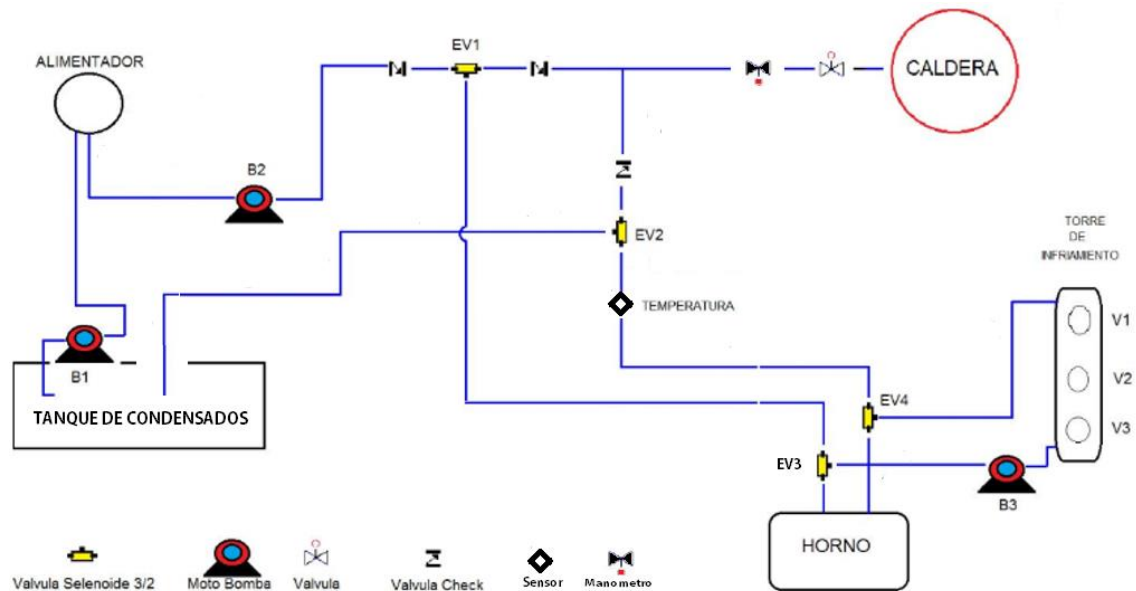
Selección de electroválvulas que trabajen a altas temperaturas.

El sistema debe tener retorno, si el agua se encuentra a baja temperatura debe retornar al tanque de condensados con el fin de que ingrese el agua lo más caliente posible a la caldera.

Sistema de bajo costo.

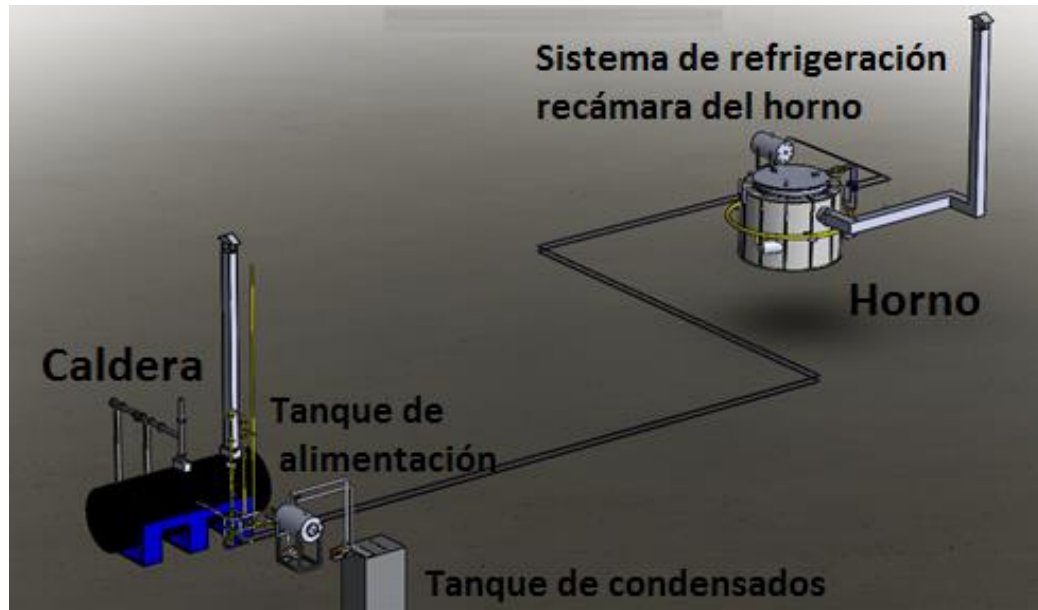
Considerando los parámetros mencionados, la distribución de tuberías con sus correspondientes válvulas y accesorios más idónea posible se muestra la figura 48 y 49 (en dos y tres dimensiones respectivamente).

Figura 48. Distribución de tuberías, válvulas y accesorios sistema de integración energética (2D).



Fuente: Propia.

Figura 49. Distribución de tuberías, válvulas y accesorios sistema de integración energética (3D).



Fuente: Propia.

3.2.1.1 Selección de tubería basada en diámetro óptimo.

Con fines prácticos se seleccionó la tubería basada en un diámetro óptimo.

Según Mott¹³⁵, las líneas de propósito general son generalmente construidas con tuberías de acero, el tamaño estándar depende del tamaño nominal y número de cédula. Dependiendo la presión permisible de operación y el esfuerzo permisible del acero en la tubería se elige el número de cédula, los cuales van de 10 a 160, entre mayor número de cédula mayor espesor de pared.

Mott¹³⁶ presenta una ayuda para seleccionar el tamaño de tuberías proporcionando datos que se aplican habitualmente en sistemas generales de distribución de fluidos.

Como se calculó ...en la sección 3.1.4.3..., el flujo volumétrico correspondiente a la segunda parte del sistema de alimentación de agua a la caldera corresponde a 0,00126 m³/s [75,708 L/min], [20 US gpm], [4,536 m³/h].

Seleccionando una tubería de acero cédula 40, teniendo en cuenta el flujo volumétrico anteriormente mencionado y que la tubería se diseñará para una instalación en la línea de descarga de la bomba que alimenta la caldera (bomba 2), se determinó un tamaño nominal de tubería entre ¾" y 1", seleccionando de 1", la cual posee un diámetro interior de 0,0266m.

¹³⁵ Ibid., p. 159.

¹³⁶ Ibid., p. 163.

3.2.2 Pérdidas de energía debido a la fricción (con integración energética).

Respecto a las características del sistema diseñado de alimentación de agua a la caldera, se realizó un análisis detallado de las pérdidas de energía debido a la fricción, mostrando temperaturas, presiones, caudales y velocidades del fluido en diferentes puntos del sistema.

3.2.2.1 Selección sistema de bombeo de acuerdo a la presión requerida.

La caldera trabaja a una presión de 100 psig, por lo tanto, el agua de alimentación debe ingresar a una presión superior. ...De acuerdo a la sección 3.1.4.3..., con la bomba 2, actualmente el agua ingresa aproximadamente a una presión de 703,029 kPa (101,97 psig) (P_F).

Teniendo en cuenta la longitud de tubería, número de válvulas y accesorios del sistema de integración energética que me muestra en las figuras 50 y 51 y en la tabla 18, a pesar de que la bomba 2 es de alta presión no es suficiente para el sistema.

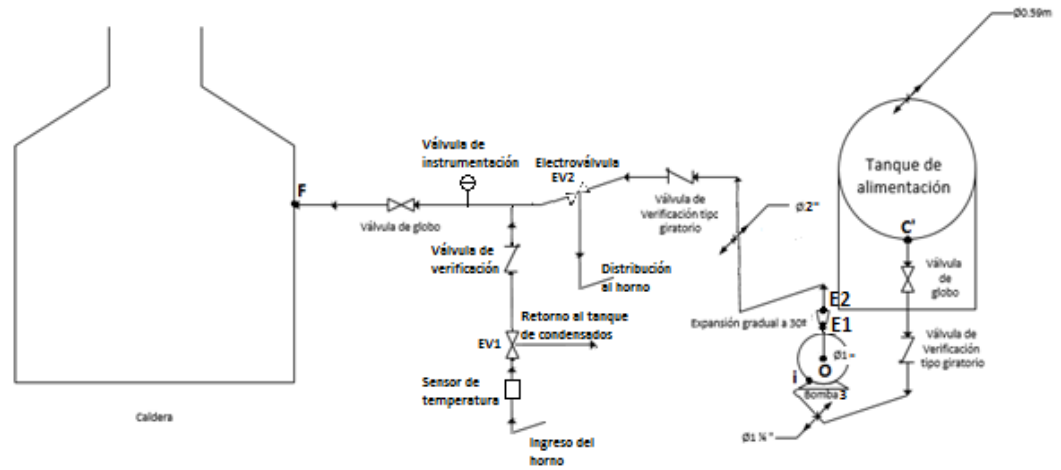
Por lo tanto, a continuación se muestra un cálculo aproximado de las pérdidas de energía debido a la fricción del circuito de alimentación del agua a la caldera con el sistema de integración energética, obteniendo la altura dinámica total que requiere la bomba (H_{mB3}). De acuerdo al H_{mB3} y al flujo volumétrico del sistema se seleccionó una bomba que cumple con las características requeridas.

Cabe mencionar que primero se realizó el cálculo teniendo en cuenta la sección O-N1 (ver figura 34), como se encuentra actualmente, de diámetro externo de 1 1/4".

Al calcular H_{mB3} y teniendo en cuenta el flujo volumétrico del sistema se procedió a seleccionar una bomba que cumpliera con las características requeridas, pero en el mercado no se encontró, por consiguiente se escogió una bomba con diámetro de descarga de 1", y se modificó la sección O-N1 por O-E1 (ver figura 50), realizando los cálculos nuevamente, los cuales se detallan en la presente sección.

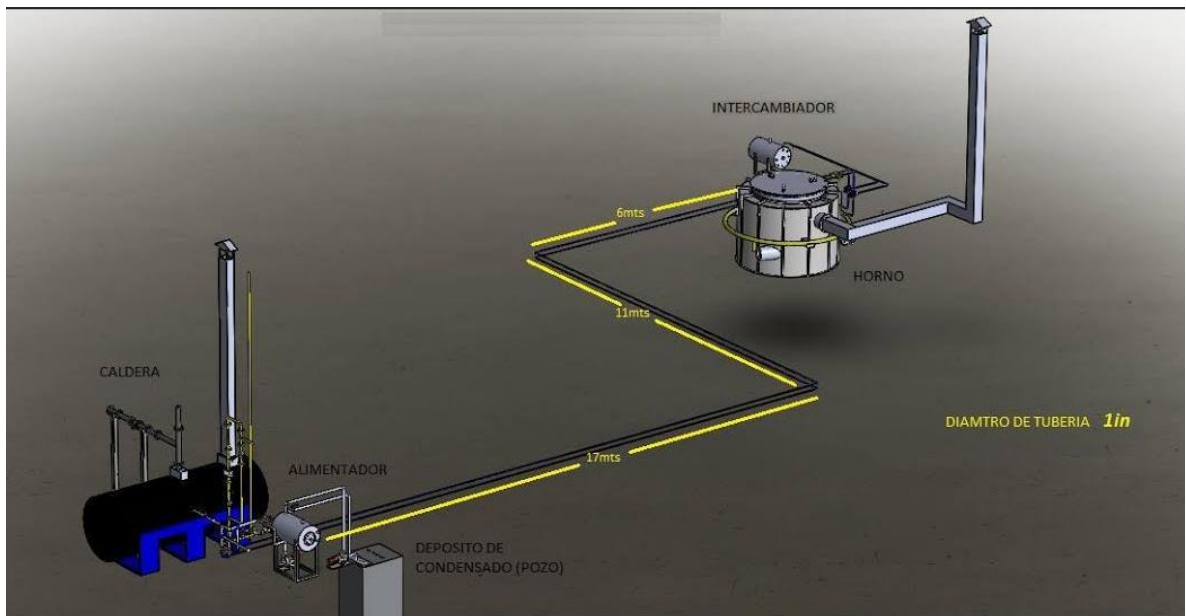
Las longitudes de la tubería, componentes, nodos y alturas del sistema diseñado se presentan en las figuras 50 y 51 y en la tabla 18.

Figura 50. Sistema modificado segunda parte sistema de integración energética. Nodos y componentes.



Fuente: Propia.

Figura 51.Segunda sección del circuito de alimentación del agua a la caldera, Componentes.



Fuente: Propia.

Tabla 18. Longitudes y alturas del sistema de integración energética.

Alturas		Longitudes	
Zi	0 m	LO-E2	0,07 m
ZC'i	0,4 m	LE2-EV1	1,962 m
Zo	0 m	LEV1-IN	41,5 m
Zfo	1,208 m	LIN-OUT	5,655 m
Zi	0 m	LOUT-T	42,07 m
Zfi	1,258 m	LT-F	0,532 m
Zoi	0,05 m		

Fuente: Propia.

La primera parte del sistema de alimentación de agua, compuesta por el tanque de condensados; el sistema de bombeo, el cual succiona el agua desde el tanque de condensados hacia el tanque de alimentación; y las respectivas tuberías interconectadas con diferentes válvulas y accesorios, no fue modificada, por lo tanto, las características son las mismas que se presentan ...en la sección 3.1.6.1..., análisis primera parte del sistema.

Así mismo, la segunda parte del sistema, la sección C'-i, tampoco fue modificada debido a que el diámetro de succión de la bomba seleccionada es igual al de la bomba 2, siendo de 1 1/4".

En la tabla 19 se resumen algunas características del sistema.

Tabla 19. Características de la segunda parte del sistema de alimentación actual caldera.

Material tubería de C'-F	=	Hierro galvanizado
Diametro externo tubería de C'-i	=	1 1/4" 0,03175m
Diametro interno tubería de C'-i	=	0,02845m
Diametro externo tubería de O-E1	=	1" 0,0254m
Diametro interno tubería de O-E1	=	0,0221m
Diametro externo tubería de E2-F	=	2" 0,0508m
Diametro interno tubería de E2-F	=	0,0475m
Material tubería sistema de integración	=	Acero
Diametro externo tubería sistema de integración	=	1" 0,0334m
Diametro interno tubería sistema de integración	=	0,0266m
Fluido	=	Agua
Temp. Fluido	=	30°C
Q2 (Flujo volumétrico)	=	0,00126 m3/s 75,708 L/min
Pc'	=	337,006 kPa 48,879 psig
Pi	=	31,192 kPa 4,5241 psig

Fuente: Propia.

...En la sección 3.1.4.3..., se determinó experimentalmente el flujo volumétrico promedio de la segunda parte del sistema de alimentación de agua a la caldera (\dot{V}_2), el cual corresponde a 0,00126 m³/s [75,708 L/min], [20 US gpm], siendo el mismo para el sistema de integración.

Con el fin de obtener la velocidad promedio del flujo en la tubería en la sección O-E1, teniendo en cuenta que posee el diámetro interno que se indica en la tabla 19, se tiene que,

$$Vel_{O-E1} = \frac{4 * Q_2}{\pi * D_{O-E1}^2} \text{ [Ecuación 77]}$$

$$Vel_{O-E1} = \frac{4 * 0,00126}{\pi * 0,0221^2} = 3,2847 \text{ m/s}$$

Donde,

Vel_{O-E1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de O a E1 [m/s].

\dot{V}_2 = Flujo volumétrico del fluido en la sección 2 [m³/s].

D_{O-E1} = Diámetro interno de la tubería de la sección O-E1 [m].

Se procede a calcular el Número de Reynolds correspondiente a la misma sección.

$$N_{R,O-E1} = \frac{Vel_{O-E1} * D_{O-E1} * \rho_{30^\circ}}{\eta_{30^\circ}} \text{ [Ecuación 78]}$$

$$N_{R,O-E1} = \frac{3,2847 * 0,0221 * 996}{0,0008} = 90376,963$$

Donde,

$N_{R,O-E1}$ = Número de Reynolds en la sección O-E1 [adimensional].

Vel_{O-E1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de O a E1 [m/s].

D_{O-E1} = Diámetro interno de la tubería de la sección O-E1 [m].

ρ_{30° = Densidad del agua a 30°C [kg/m³].

η_{30° = Viscosidad dinámica del agua a 30°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido de la ecuación 78, se considera que el flujo en la sección O-E1 es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$F_{O-E2} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * \frac{D_{O-E1}}{\epsilon_1}} + \frac{5,74}{N_{O-E1}^{0,9}} \right) \right]^2} \text{ [Ecuación 79]}$$

$$F_{O-E2} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,0221}{1,5 \cdot 10^{-4}}} + \frac{5,74}{90376,963^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,035$$

Donde,

F_{O-E2} = Factor de fricción sección O-E2 [adimensional].

D_{O-E1} = Diámetro interno de la tubería sección O-E1 [m].

ϵ_1 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material hierro galvanizado [m].

$N_{R, O-E1}$ = Número de Reynolds sección O-E1 [adimensional].

Por otra parte, la sección E2-EV1 presenta la misma velocidad, el mismo número de Reynolds y factor de fricción de la sección N2-F que se explica ...en la sección 3.1.6.2..., análisis segunda parte del sistema, ya que la tubería es la misma, igual diámetro y material. Teniendo una Vel_{E2-EV1} de 0,711 m/s, $N_{R,E2-EV1} = 42049,071$ (flujo turbulento) y $F_{E2-EV1} = 0,030$.

La tubería de integración se encuentra ubicada entre la salida de la primera electroválvula (EV1) y la entrada de la recámara del horno. Y entre la salida de la recámara y el punto T. Como se muestra en la tabla 19, ésta tubería tiene un diámetro interno de 0,0266m.

Por consiguiente,

$$Vel_{sist.} = \frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot D_{sist.}^2} \text{ [Ecuación 80]}$$

$$Vel_{sist.} = \frac{4 \cdot 0,00126}{\pi \cdot 0,0266^2} = 2,267 \text{ m/s}$$

Donde,

$Vel_{sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN y OUT-T [m/s].

\dot{V}_2 = Flujo volumétrico del fluido en la sección 2 [m³/s].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección EV1-IN y OUT-T [m].

Por lo tanto, se procede a calcular el Número de Reynolds correspondiente a la sección EV1-IN, teniendo en cuenta que en ésta el fluido se encuentra aproximadamente a 30°C.

$$N_{R,EV1-IN.} = \frac{Vel_{sist.} \cdot D_{sist.} \cdot \rho_{30^\circ}}{\eta_{30^\circ}} \text{ [Ecuación 81]}$$

$$N_{R,EV1-IN.} = \frac{2,267 \cdot 0,0266 \cdot 996}{0,0008} = 75087,627$$

Donde,

$N_{R,EV1-IN}$ = Número de Reynolds en la sección EV1-IN [adimensional].

$Vel_{sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN y OUT-T [m/s].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección EV1-IN y OUT-T [m].

ρ_{30° = Densidad del agua a 30°C [kg/m³].

μ_{30° = Viscosidad dinámica del agua a 30°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido en la ecuación 81, se considera que el flujo en la sección EV1-IN es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene,

$$F_{EV1-IN} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{\epsilon_2}{D_{sist.}}} + \frac{5,74}{N_{R,EV1-IN}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecuación 82}]$$

$$F_{EV1-IN} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,0221}{1,5 \cdot 10^{-6}}} + \frac{5,74}{75087,627^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,019$$

Donde,

F_{EV1-IN} = Factor de fricción sección EV1-IN [adimensional].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería sección EV1-IN y OUT-T [m].

ϵ_2 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material acero comercial [m].

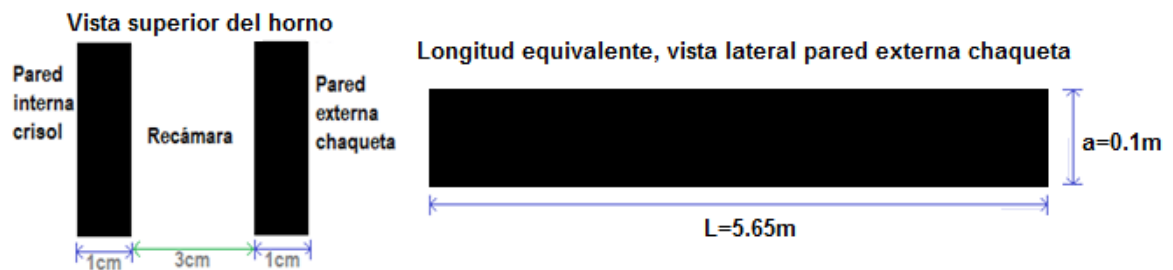
$N_{R,EV1-IN}$ = Número de Reynolds en la sección EV1-IN [adimensional].

La rugosidad promedio de la pared de la tubería de acero comercial (ϵ_2) es de $1,5 \cdot 10^{-6}$ m.

Continuando, se calcula la velocidad promedio del agua en la recámara del horno.

Algunas características de la recámara se muestran en la figura 52.

Figura 52. Características recámara del horno.



Fuente: Diseño propio.

Según Cengel¹³⁷, para el flujo por tubos no circulares, el número de Reynolds, de Nusselt y el factor de fricción se basan en el diámetro hidráulico (D_h), definido como

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P} \text{ [Ecuación 83]}$$

Donde,

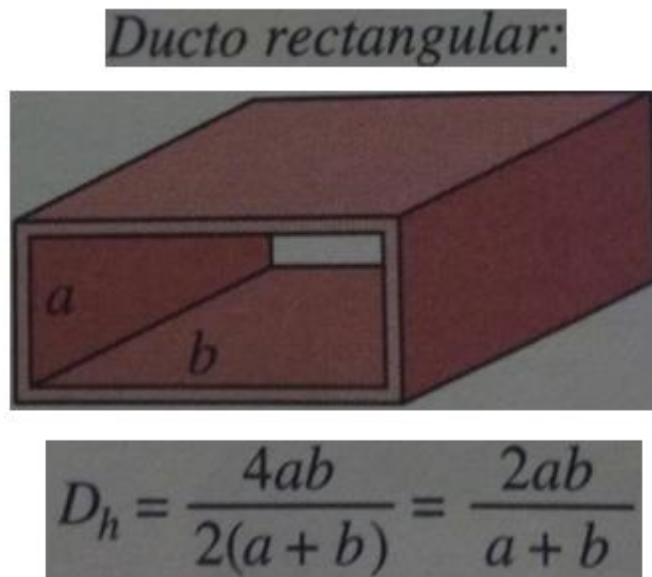
D_h = Diámetro hidráulico recámara del horno [m].

A_c = Área de la sección transversal [m²].

P = Perímetro de la sección [m].

Debido a que la recámara posee una sección rectangular, para un ducto rectangular el diámetro hidráulico se define en la figura 53.

Figura 53. Diámetro hidráulico ducto rectangular.



Fuente: CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa. p. 468.

Es decir,

$$D_h = \frac{2 \cdot 0,03 \cdot 0,1}{0,03 + 0,1} = 0,04615 \text{ m [Ecuación 84]}$$

Por lo tanto, la velocidad hidráulica

$$Vel_h = \frac{Q_2}{A_c} = \frac{Q_2}{a \cdot b} \text{ [Ecuación 85]}$$

¹³⁷ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 468.

$$Vel_h = \frac{0,00126}{0,03*0,1} = 0,42 \text{ m/s}$$

Donde,

Vel_h = Velocidad hidráulica promedio [m/s].

\dot{V}_2 = Flujo volumétrico del fluido en la sección 2 [m³/s].

A_C = Área de la sección transversal [m²].

a = Altura de la recámara [m].

b = Base de la recámara [m].

Debido a que el horno presenta transferencia de calor hacia el fluido, se supuso una temperatura de salida del horno de 110°C con el fin de calcular lo más aproximadamente posible las pérdidas de energía por fricción en todo el sistema, con ello seleccionar una bomba idónea y obtener aproximadamente el valor de la presión de entrada en el horno, cabe mencionar que ...en la sección 3.2.2.3... y ...en la sección 3.2.2.4... se detalla el cálculo de la transferencia de calor y se repiten los cálculos con la temperatura resultante.

Al horno ingresa el fluido a una temperatura aproximadamente de 30°C y sale a 110°C (temperatura supuesta), por consiguiente la temperatura promedio sería,

$$T_{\text{prom.}} = \frac{30+110}{2} = 70^\circ\text{C} \text{ [Ecuación 86]}$$

Se procede a calcular el Número de Reynolds para el fluido en la recámara del horno.

$$N_{R,IN-OUT} = \frac{Vel_h * D_h * \rho_{70^\circ}}{\eta_{70^\circ}} \text{ [Ecuación 87]}$$

$$N_{R,IN-OUT} = \frac{0,42*0,04615*978}{0,000402} = 47159,587$$

Donde,

$N_{R,IN-OUT}$ = Número de Reynolds en la recámara del horno [adimensional].

Vel_h = Velocidad hidráulica promedio [m/s].

D_h = Diámetro hidráulico recámara [m].

ρ_{70° = Densidad del agua a 70°C [kg/m³].

η_{70° = Viscosidad dinámica del agua a 70°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido de la ecuación 87, se considera que el flujo en la recámara del horno es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$F_{IN-OUT} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{D_h}{\epsilon_3}} + \frac{5,74}{N_{R,IN-OUT}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecuación 88}]$$

$$F_{IN-OUT} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,04615}{4,6 \cdot 10^{-5}}} + \frac{5,74}{47159,587^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,024$$

Donde,

F_{IN-OUT} = Factor de fricción en la recámara del horno [adimensional].

D_h = Diámetro hidráulico recámara [m].

ϵ_3 = Rugosidad promedio de la pared del horno, material acero inoxidable [m].

$N_{R,IN-OUT}$ = Número de Reynolds en la recámara del horno [adimensional].

De forma similar, se calcula el Número de Reynolds correspondiente a la sección OUT-T, teniendo en cuenta que en que el fluido en la sección se encuentra a la temperatura supuesta de salida del horno, de 110°C.

$$N_{R,OUT-T} = \frac{V_{el\,sist.} \cdot D_{sist.} \cdot \rho_{110^\circ}}{\eta_{110^\circ}} \quad [\text{Ecuación 89}]$$

$$N_{R,OUT-T} = \frac{2,267 \cdot 0,0266 \cdot 951}{0,000264} = 217257,92$$

Donde,

$N_{R,OUT-T}$ = Número de Reynolds en la sección OUT-T [adimensional].

$V_{el\,sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN y OUT-T [m/s].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección EV1-IN y OUT-T [m].

ρ_{110° = Densidad del agua a 110°C [kg/m³].

η_{110° = Viscosidad dinámica del agua a 110°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido en la ecuación 89, se considera que el flujo en la sección OUT-T es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$F_{OUT-T} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{D_{sist.}}{\epsilon_2}} + \frac{5,74}{N_{R,OUT-T}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecuación 90}]$$

$$F_{OUT-T} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,0221}{1,5 \cdot 10^{-6}}} + \frac{5,74}{217257,92^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,016$$

Donde,

F_{OUT-T} = Factor de fricción sección OUT-T [adimensional].

$D_{\text{sist.}}$ = Diámetro interno de la tubería sección EV1-IN y OUT-T [m].

ϵ_2 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material acero comercial [m].

$N_{R,\text{OUT-T}}$ = Número de Reynolds en la sección OUT-T [adimensional].

Por otra parte, la sección T-F presenta la misma velocidad de la sección N2-F (y por ende de E2-EV1) que se explica ...en la sección 3.1.6.2..., análisis segunda parte del sistema, ya que la tubería es la misma, igual diámetro y material. Teniendo una Vel_{T-F} de 0,711 m/s.

Se calculó el Número de Reynolds correspondiente a la sección T-F, teniendo en cuenta que en que el fluido en la sección se encuentra a la temperatura supuesta de salida del horno, de 110°C.

$$N_{R,T-F} = \frac{Vel_{T-F} \cdot D_{T-F} \cdot \rho_{110^\circ}}{\eta_{110^\circ}} \quad [\text{Ecuación 91}]$$

$$N_{R,T-F} = \frac{0,711 \cdot 0,0475 \cdot 951}{0,000264} = 121664,435$$

Donde,

$N_{R,T-F}$ = Número de Reynolds en la sección T-F [adimensional].

Vel_{T-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de T-F [m/s].

D_{T-F} = Diámetro interno de la tubería de la sección T-F [m].

ρ_{110° = Densidad del agua a 110°C [kg/m³].

η_{110° = Viscosidad dinámica del agua a 110°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido de la ecuación 91, se considera que el flujo en la sección T-F es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$F_{T-F} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{D_{T-F}}{\epsilon_1}} + \frac{5,74}{N_{R,T-F}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad [\text{Ecuación 92}]$$

$$F_{T-F} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \cdot \frac{0,0221}{1,5 \cdot 10^{-4}}} + \frac{5,74}{121664,435^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,028$$

Donde,

F_{T-F} = Factor de fricción sección T-F [adimensional].

D_{T-F} = Diámetro interno de la tubería sección T-F [m].

ϵ_1 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material hierro galvanizado [m].

$N_{R,T-F}$ = Número de Reynolds en la sección T-F [adimensional].

De acuerdo a la ecuación general de la energía, para el sistema de alimentación de agua a la caldera con integración energética (figuras 50 y 51), se obtienen las mismas ecuaciones de la segunda parte del sistema de alimentación de agua actual (...ver sección 3.1.6.2...).

Como se mencionó anteriormente la sección C'-i no fue modificada debido a que el diámetro de succión de la bomba seleccionada es de 1 1/4", por lo tanto, la velocidad, número de Reynolds, factor de fricción, pérdidas de energía por fricción y presiones son las mismas, las cuales se detallan ...en la sección 3.1.5.2...

Como se mencionó anteriormente, a la caldera debe ingresarle agua a una presión superior a 100 psig. Suponiendo un valor de presión ($P_F = 108$ psig [744,633 kPa]) y resolviendo las ecuaciones del sistema, al despejar la Ecuación 4 se obtiene que:

$$P_O = \left[\frac{P_F}{\gamma_{110}} - \frac{Vel_{O-E1}^2}{2g} + {}_O H_F'^T + Z_{F_O} + \frac{Vel_{E2-F}^2}{2g} \right] * \gamma_{30} \text{ [Ecuación 93]}$$

Donde,

P_O = Presión en el punto O, descarga de la bomba 3 [kPa].

P_F = Presión en el punto F (entrada a la caldera) [kPa].

γ_{110} = Peso específico del agua a 110°C (temperatura supuesta de ingreso del agua a la caldera) [kN/ m³].

Vel_{O-E1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de O a E1 [m/s].

${}_O H_F'^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto O al F [N*m/N].

Z_{F_O} = Altura del punto F con respecto al punto O [m].

Vel_{E2-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de E2 a F [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

γ_{30} = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

Como se indica en la tabla 18, $Z_{F_O} = 1,208$ m.

Con el fin de determinar las pérdidas debido a la fricción desde la descarga de la bomba hasta la entrada de la caldera (de O a F), se determinan las pérdidas por secciones, teniendo

$${}_O H_{E2}'^P = F_{O-E2} * \frac{L_{O-E1}}{D_{O-E1}} * \frac{Vel_{O-E1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 94].}$$

$${}_O H_{E2}'^P = 0,035 * \frac{0,07}{0,0221} * \frac{3,284^2}{2*9,81} = 0,06 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_O H_{E2}'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de O-E2 [N * m/N].

F_{O-E2} = Factor de fricción sección O-E2 [adimensional].

L_{O-E1} = Longitud de la tubería desde el punto O al E1 [m].

D_{O-E1} = Diámetro interno de la tubería sección O-E1 [m].

Vel_{O-E1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de O a E1 [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección O-E2 posee una expansión gradual de 1" (diámetro interno: 0,0221 m) a 2" (diámetro interno: 0,0475 m) con ángulo de cono de 30°.

Calculando el coeficiente de resistencia de la expansión gradual ubicada entre los puntos E1 a E2, se obtiene:

$$\frac{\text{Diámetro interno E2}}{\text{Diámetro interno E1}} = \frac{0,0475 \text{ m}}{0,0221 \text{ m}} = 2,1493 \text{ [Ecuación 95].}$$

El coeficiente de resistencia para una expansión gradual con diferencia de diámetros de 2,1493 con ángulo de cono de 30° corresponde a,

Tabla 20. Coeficiente de resistencia de expansión gradual (E1-E2) con ángulo de cono de 30° vs diferencia de diámetros.

Diám.E2/ Diám.E1		K	
y0 =	2	x0 =	0,46
y1 =	2,1493	x1 =	? (K expansión)
y2 =	2,5	x2 =	0,48

Fuente: Propia.

Hallando la incógnita de la Tabla 20,

$$K_{\text{expansión}} = \frac{(0,46-0,48) \cdot (2,1493-2,5)}{2-2,5} + 0,48 = 0,465972 \text{ [Ecuación 96]}$$

Por lo tanto,

$$oH_{E2}^{'S} = K_{\text{expansión}} \cdot \frac{Vel_{O-E1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 97]}$$

$$oH_{E2}^{'S} = 0,465972 \cdot \frac{3,2847^2}{2 \cdot 9.81} = 0,256 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$$oH_{E2}^{'T} = oH_{E2}^{'P} + oH_{E2}^{'S} = 0,3163 \text{ N*m/N [Ecuación 98].}$$

Como se muestra en la tabla 18, la longitud de E2 a EV1 corresponde a 1,962 m. Con el fin de determinar las pérdidas primarias debido a la fricción en la respectiva sección, se resuelve

$${}_{E2}H_{EV1}'^P = F_{E2-EV1} * \frac{L_{E2-EV1}}{D_{E2-EV1}} * \frac{Vel_{E2-EV1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 98].}$$

$${}_{N2}H_{EV1}'^P = 0,030 * \frac{1,9962}{0,0475} * \frac{0,711^2}{2*9,81} = 0,0316 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_{E2}H_{EV1}'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de E2-EV1 [N * m/N].

F_{E2-EV1} = Factor de fricción sección E2-EV1 [adimensional].

L_{E2-EV1} = Longitud de la tubería desde el punto E2 al EV1 [m].

D_{E2-EV1} = Diámetro interno de la tubería sección E2-EV1 [m].

Vel_{E2-EV1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de E2-EV1 [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección E2-EV1 posee cuatro codos a 90°, una válvula de verificación tipo giratorio y una electroválvula con paso por ramal.

$$K = \frac{Le}{D} * F_{E2-EV1} \text{ [Ecuación 99].}$$

$$K_{\text{codos}} = 4 * 30 * 0,030 = 3,6$$

$$K_{V.\text{verificación}} = 100 * 0,030 = 3$$

$$K_{EV1,\text{ramal}} = 60 * 0,030 = 1,8$$

Por lo tanto,

$${}_{E2}H_{EV1}'^S = \sum K_{E2-EV1} * \frac{Vel_{E2-EV1}^2}{2g} \text{ [Ecuación 100].}$$

$${}_{E2}H_{EV1}'^S = 8,4 * \frac{3,284^2}{2*9,81} = 0,216 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$${}_{E2}H_{EV1}'^T = {}_{E2}H_{EV1}'^P + {}_{E2}H_{EV1}'^S = 0,248 \text{ N*m/N [Ecuación 101].}$$

Las pérdidas debido a la fricción desde la electroválvula 1 (EV1) hasta la entrada del horno (IN), corresponden a

$${}_{EV1}H_{IN}'^P = F_{EV1-IN} * \frac{L_{EV1-IN}}{D_{sist.}} * \frac{Velsist.^2}{2g} \text{ [Ecuación 102].}$$

$${}_{EV1}H_{IN}'^P = 0,019 * \frac{41,5}{0,0266} * \frac{2,267^2}{2*9,81} = 7,878 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_{EV1}H_{IN}'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de EV1-IN [N * m/N].

F_{EV1-IN} = Factor de fricción sección EV1-IN [adimensional].

L_{EV1-IN} = Longitud de la tubería desde el punto EV1 al IN [m].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección EV1-IN y OUT-T [m].

$Vel_{sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN y OUT-T [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección EV1-IN posee seis codos a 90° , una electroválvula con paso directo, una válvula de verificación tipo giratorio, una válvula de instrumentación y el paso de la tubería de 1" a la entrada del horno, considerado como expansión súbita.

$$K = \frac{Le}{D} * F_{EV1-IN} \text{ [Ecuación 103].}$$

$$K_{\text{codos}} = 6 * 30 * 0,019 = 3,42$$

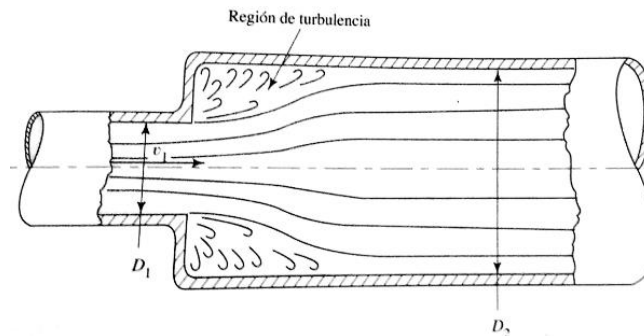
$$K_{EV, \text{directa}} = 20 * 0,019 = 0,38$$

$$K_{V. \text{verificación}} = 100 * 0,019 = 1,9$$

$$K_{V. \text{instrumentación}} = 0,1$$

Según Mott¹³⁸, cuando un fluido pasa de una tubería a otra más grande por medio de una expansión súbita, su velocidad disminuye abruptamente ocasionando turbulencia y por lo tanto una pérdida de energía, como se ilustra en la figura 54.

Figura 54. Expansión súbita.



Fuente: MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos. Pérdidas menores. Expansión súbita. p. 281.

El valor del coeficiente de resistencia se puede predecir de forma analítica, con la siguiente ecuación,

$$K_{\text{exp.súbita}} = [1 - (D_{sist.}/D_h)^2]^2 \text{ [Ecuación 104].}$$

¹³⁸ MOTT, Robert L. Op. Cit., p. 281.

$$K_{\text{exp.súbita}} = [1 - (0,0266/0,046)^2]^2 = 0,446$$

Por ende,

$${}_{EV1}H_{IN}'^S = \sum K_{EV1-IN} * \frac{V_{\text{sist}}^2}{2g}$$

$${}_{EV1}H_{IN}'^S = 6,246 * \frac{2,267^2}{2*9,81} = 1,637 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$${}_{EV1}H_{IN}'^T = {}_{EV1}H_{IN}'^P + {}_{EV1}H_{IN}'^S = 9,514 \text{ N*m/N [Ecuación 105].}$$

Continuando con la siguiente sección, la longitud de la recámara del horno es de 5,655m (ver figura 52). Con el fin de determinar las pérdidas de energía debido a la fricción en la respectiva sección, se resuelve

$${}_{IN}H_{OUT}'^T = {}_{IN}H_{OUT}'^P = F_{IN-OUT} * \frac{L_{IN-OUT}}{D_h} * \frac{V_{el}^2}{2g} \text{ [Ecuación 106].}$$

$${}_{IN}H_{OUT}'^T = {}_{IN}H_{OUT}'^P = 0,024 * \frac{5,655}{0,04615} * \frac{0,42^2}{2*9,81} = 0,0268 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_{IN}H_{OUT}'^T$ = Pérdidas totales de energía por fricción en la recámara del horno [N*m/N].

${}_{IN}H_{OUT}'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción en la recámara del horno [N*m/N].

F_{IN-OUT} = Factor de fricción en la recámara del horno [adimensional].

L_{IN-OUT} = Longitud de la recámara del horno [m].

D_h = Diámetro hidráulico recámara del horno [m].

V_{el} = Velocidad hidráulica promedio [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Las pérdidas debido a la fricción desde la salida de la recámara del horno (OUT) hasta la tee ubicada cerca a la entrada de la caldera (T), corresponden a

$${}_{OUT}H_T'^P = F_{OUT-T} * \frac{L_{OUT-T}}{D_{\text{sist}}} * \frac{V_{\text{sist}}^2}{2g} \text{ [Ecuación 107].}$$

$${}_{OUT}H_T'^P = 0,016 * \frac{42,07}{0,0266} * \frac{2,267^2}{2*9,81} = 6,551 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_{OUT}H_T'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de OUT-T [N * m/N].

F_{OUT-T} = Factor de fricción sección OUT-T [adimensional].

L_{OUT-T} = Longitud de la tubería desde el punto OUT al T [m].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección EV1-IN y OUT-T [m].

$Vel_{sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN y OUT-T [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección OUT-T posee seis codos a 90° , dos electroválvulas con paso directo, una válvula de verificación tipo giratorio, dos válvulas de instrumentación, una tee con paso por ramal y el paso de la salida del horno a tubería de 1", considerado como contracción súbita.

$$K = \frac{Le}{D} * F_{OUT-T} \text{ [Ecuación 108].}$$

$$K_{codos} = 6 * 30 * 0,016 = 2,88$$

$$K_{EV,directa} = 2 * 20 * 0,016 = 0,64$$

$$K_{V.verificación} = 100 * 0,016 = 1,6$$

$$K_{V.instrumentación} = 2 * 0,1 = 0,2$$

Calculando el coeficiente de resistencia de la contracción súbita, se obtiene:

$$\frac{Dh}{Dsist.} = \frac{0,04615 \text{ m}}{0,0266 \text{ m}} = 1,7349 \text{ [Ecuación 109].}$$

Respecto a la tabla 21, el coeficiente de resistencia para una contracción súbita con diferencia de diámetros de 1,7349 y teniendo en cuenta la $Vel_{sist.}$, corresponde a,

Tabla 21. Coeficiente de resistencia de contracción gradual vs diferencia de diámetros.

Dh/D_{sist}		K	
y0 =	1,6	x0 =	0,26
y1 =	1,7	x1 =	? (K contracción)
y2 =	1,8	x2 =	0,33

Fuente: Propia.

Hallando la incógnita de la tabla 21,

$$K_{contracción} = \left[- \frac{(0,26-0,33)*(1,7-1,6)}{1,8-1,6} \right] + 0,26 = 0,2658$$

Por ende,

$$OUTH_T'^S = \sum K_{OUT-T} * \frac{Velsist.^2}{2g} \text{ [Ecuación 110].}$$

$${}_{OUT}H_T{}^S = 6,546 * \frac{2,267^2}{2*9,81} = 1,715 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$${}_{OUT}H_T{}^T = {}_{OUT}H_T{}^P + {}_{OUT}H_T{}^S = 8,267 \text{ N*m/N [Ecuación 111].}$$

Finalizando el cálculo de las pérdidas de energía por fricción del sistema, la longitud de T a F corresponde a 0,532 m. Con el fin de determinar las pérdidas primarias debido a la fricción en la respectiva sección, se resuelve

$${}_TH_F{}^P = F_{T-F} * \frac{L_{T-F}}{D_{T-F}} * \frac{Vel_{T-F}^2}{2g} \text{ [Ecuación 112].}$$

$${}_TH_F{}^P = 0,028 * \frac{0,532}{0,0475} * \frac{0,711^2}{2*9,81} = 0,008 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_TH_F{}^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de T-F [N * m/N].

F_{T-F} = Factor de fricción sección T-F [adimensional].

L_{T-F} = Longitud de la tubería desde el punto T al F [m].

D_{T-F} = Diámetro interno de la tubería sección T-F [m].

Vel_{T-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de T-F [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s^2].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección T-F posee una válvula de instrumentación y una válvula de globo abierta por completo.

$$K = \frac{Le}{D} * F_{T-F} \text{ [Ecuación 113].}$$

$$K_{V.instrumentación} = 0,1$$

$$K_{V.globo} = 340 * 0,028 = 9,52$$

Por lo tanto,

$${}_TH_F{}^S = \sum K_{T-F} * \frac{Vel_{T-F}^2}{2g} \text{ [Ecuación 114].}$$

$${}_TH_F{}^S = 9,62 * \frac{0,711^2}{2*9,81} = 0,248 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$${}_TH_F{}^T = {}_TH_F{}^P + {}_TH_F{}^S = 0,256 \text{ N*m/N [Ecuación 115].}$$

Por consiguiente,

$${}_OH_F{}^T = {}_OH_{E2}{}^T + {}_{E2}H_{EV1}{}^T + {}_{EV1}H_{IN}{}^T + {}_{IN}H_{OUT}{}^T + {}_{OUT}H_T{}^T + {}_TH_F{}^T \text{ [Ecuación 116].}$$

$${}_OH_F{}^T = 18,628 \text{ N*m/N}$$

Retomando y solucionando la ecuación 93,

$$P_O = \left[\frac{P_F}{\gamma_{110}} - \frac{Vel_O - E_1^2}{2g} + {}_O H_F{}^{T} + ZF_O + \frac{Vel_T - F^2}{2g} \right] * \gamma_{30} \text{ [Ecuación 93]}$$

$$P_O = \left[\frac{744,633}{9,33} - \frac{3,2847^2}{2*9,81} + 18,628 + 1,208 + \frac{0,711^2}{2*9,81} \right] * 9,77$$

$$P_O = 971,843 \text{ kPa [140,95 psig]}$$

Siguiendo con la solución de las ecuaciones del sistema, al despejar la tercera ecuación, se obtiene que:

$$Hm_{B3} = \frac{P_F}{\gamma_{110}} + ZF_i + \frac{Vel_T - F^2}{2g} + {}_i H_F{}^{T} - \frac{P_i}{\gamma_{30}} - \frac{Vel_{C'} - i^2}{2g} \text{ [Ecuación 117]}$$

$$Hm_{B3} = \frac{744,633}{9,33} + 1,258 + \frac{0,711^2}{2*9,81} + 18,628 - \frac{31,192}{9,77} - \frac{1,982^2}{2*9,81}$$

$$Hm_{B3} = 96,33 \text{ m}$$

Donde,

Hm_{B3} = Carga dinámica total bomba 3 [m].

P_F = Presión en el punto F (entrada caldera) [kPa].

γ_{110} = Peso específico del agua a 110°C [kN/ m³].

ZF_i = Altura del punto F con respecto al punto i [m].

Vel_{T-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de T a F [m/s].

${}_i H_F{}^{T}$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto i al F [N*m/N].

P_i = Presión en el punto i [kPa].

$Vel_{C'-i}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a i [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

Cabe destacar que ${}_i H_F{}^{T} = {}_O H_F{}^{T} = 18,628 \text{ N*m/N}$ debido a que en ambas secciones la longitud y características de la tubería es la misma y poseen las mismas válvulas y accesorios.

Por último, de acuerdo a las ecuaciones del sistema, al despejar la segunda ecuación, se obtiene que:

$$Hm_{B3} = ZO_i + \frac{P_O}{\gamma_{30}} - \frac{P_i}{\gamma_{30}} \text{ [Ecuación 118]}$$

$$Hm_{B3} = 0,05 + \frac{971,843}{9,77} - \frac{31,192}{9,77} = 96,33 \text{ N*m/N}$$

Donde,

Hm_{B3} = Carga dinámica total bomba 3 [m].

ZO_i = Altura del punto O con respecto al punto i [m].

P_O = Presión en el punto O [kPa].

γ_{30} = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].


P_i = Presión en el punto i [kPa].

Acorde a la tabla 18, ZO_i es igual a 0,05 m.

Por medio de las ecuaciones 117 y 118 se obtuvo el mismo resultado de la carga total sobre la bomba.

Teniendo en cuenta la altura dinámica total, el caudal requerido y los diámetros de succión (1 ¼") y de descarga (1") se seleccionó una motobomba regenerativa "Turbiline" modelo TH-600W, algunas de sus características se muestran en la figura 55.

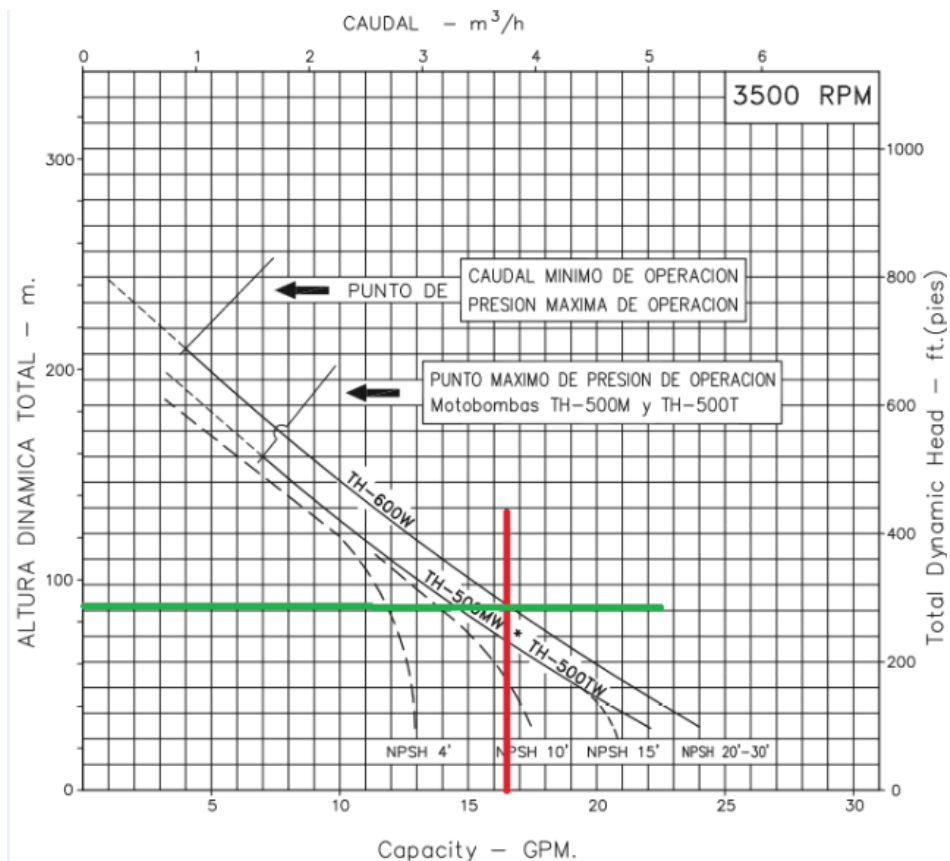
Figura 55. Características bomba 3

MOTOBOMBAS REGENERATIVAS "TURBILINE" MONOBLOCK ELECTRICAS		
Version: Sello Mecánico. Ø Rotor: 106mm. Ø Max. Partículas: 0 Motor: Monofásico 5 HP. Trifásico 5 y 6 HP.	MODELOS: TH-500MW TH-500TW TH-600W CONEXION: Roscada NPT Succión: 1,1/4" Descarga: 1"	

Fuente: Propia

La respectiva curva de rendimiento se presenta en la figura 56.

Figura 56. Curva de rendimiento bomba 3.



Fuente: Propia

3.2.2.2 Pérdidas de energía debido a la fricción sistema propuesto (hasta la entrada del horno)

Para el sistema diseñado se seleccionó una motobomba (bomba 3) regenerativa "Turbiline" modelo TH-600W, motor de 5HP a 3500 RPM con diámetros de succión de 1 ¼" y de descarga de 1".

Recordando la ecuación 93, la presión de descarga de la bomba (P_o) es de 971,843 kPa [140,95 psig].

De acuerdo a la ecuación general de la energía, para el circuito de alimentación de agua a la caldera con el sistema de integración energética propuesto (ver figuras 50 y 51), con el fin de calcular las características del agua en la entrada de la recámara del horno, se obtienen las mismas tres primeras ecuaciones de la segunda parte del sistema de alimentación actual, pero la cuarta ecuación varía, siendo,

✓ Entre el punto de descarga de la bomba 3 y el punto en la entrada de la recámara del horno.

$$\frac{P_O}{\gamma} + Z_O + \frac{V_O^2}{2g} - {}_OH_{IN}{}^T = \frac{P_{IN}}{\gamma} + Z_{IN_O} + \frac{V_{IN}^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 118}]$$

En la ecuación 118, el segundo término se cancela ya que se toma la altura en el punto “o” como referencia.

Para el sistema diseñado, la sección C'-i no fue modificada, por ende, $P_i = 31,192$ kPa [4,524 psig].

Despejando la ecuación 118, se obtiene

$$P_{IN} = \left[\frac{P_O}{\gamma_{30}} + \frac{Vel_{O-E1}^2}{2g} - {}_OH_{IN}{}^T - Z_{IN_O} - \frac{Vel_{sist.}^2}{2g} \right] * \gamma_{30} \quad [\text{Ecuación 119}]$$

Donde,

P_{IN} = Presión en la entrada del horno [kPa].

P_O = Presión en el punto O (descarga de la bomba) [kPa].

γ_{30} = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

Vel_{O-E1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de O a E1 [m/s].

${}_OH_{IN}{}^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto O al IN [N*m/N].

Z_{IN_O} = Altura del punto IN con respecto al punto O [m].

$Vel_{sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN [m/s].

g = Aceleración de la gravedad [m/s²].

Como se indica en la tabla 18, $Z_{IN_O} = 2,1$ m.

Con el fin de solucionar la ecuación 119, se tiene que

$$\begin{aligned} {}_OH_{IN}{}^T &= {}_OH_{E2}{}^T + {}_{E2}H_{EV1}{}^T + {}_{EV1}H_{IN}{}^T \quad [\text{Ecuación 120}] \\ {}_OH_{IN}{}^T &= 0,316 + 0,248 + 9,514 \end{aligned}$$

Cabe mencionar que los anteriores datos se calcularon anteriormente. Por ende,

$${}_OH_{IN}{}^T = 10,0787 \text{ N*m/N}$$

Resolviendo la ecuación 119,

$$\begin{aligned} P_{IN} &= \left[\frac{971,843}{9,77} - \frac{3,2847^2}{2*9,81} + 10,0787 + 2,1 + \frac{2,267^2}{2*9,81} \right] * 9,77 \\ P_{IN} &= 855,670 \text{ kPa} [124,1 \text{ psig}] \end{aligned}$$

En resumen, las características del sistema de alimentación de agua a la caldera hasta la entrada de la recámara del horno, se muestran en la tabla 22.

Tabla 22. Características del sistema de alimentación de agua a la caldera hasta la entrada de la recámara del horno

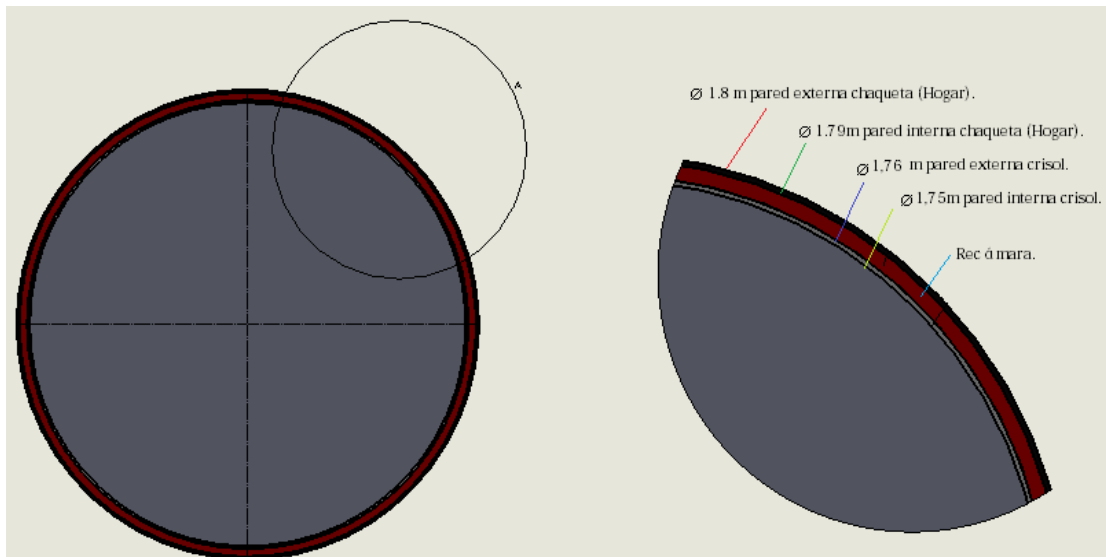
\dot{V}_2	=	0,00126 m ³ /s	75,708 L/min
Ti (Temperatura en el punto de succión de la bomba 3)	=	30°C	
Pi (Presión en el punto de succión de la bomba 3)	=	31,192 kPa	4,524 psig
Vi (Vel C'-i)	=	1,982 m/s	
To (Temperatura en el punto de descarga de la bomba 3)	=	30°C	
PO (Presión en el punto de descarga de la bomba 3)	=	971,843 kPa	140,95 psig
Vo (Vel O-E1)	=	3,2847 m/s	
TIN (Temperatura en la entrada de la recámara del horno)	=	30°C	
PIN (Presión en la entrada de la recámara del horno)	=	855,670 kPa	124,1 psig
VIN (Velsist.)	=	2,267 m/s	

Fuente: Propia.

3.2.2.3 Transferencia de calor teniendo en cuenta razón de calor constante ($\dot{Q}=\text{cte.}$)

En el presente capítulo se calcula la transferencia de calor del horno de recocido hacia el agua de alimentación de la caldera. La vista superior del horno se muestra en la figura 57.

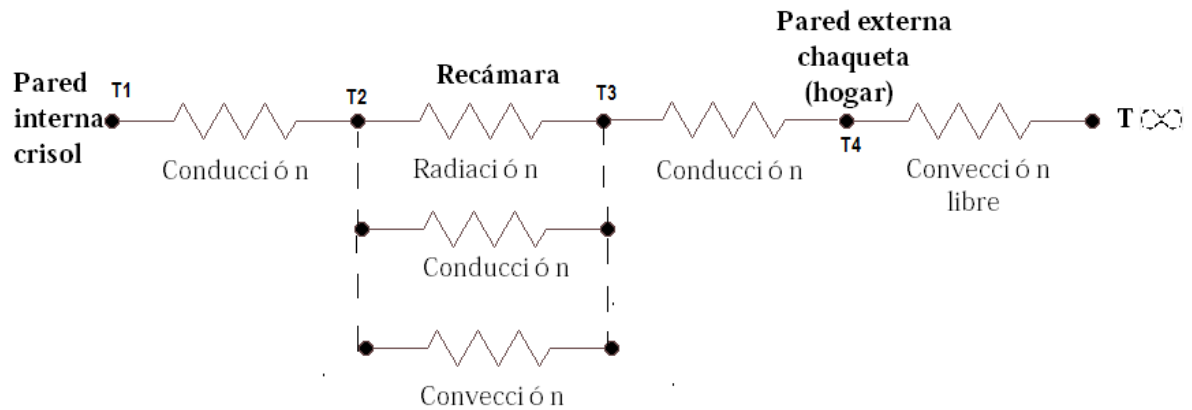
Figura 57. Vista superior recámara del horno.



Fuente: Propia.

De acuerdo a la figura 57 la red de resistencias térmicas se presenta en la figura 58.

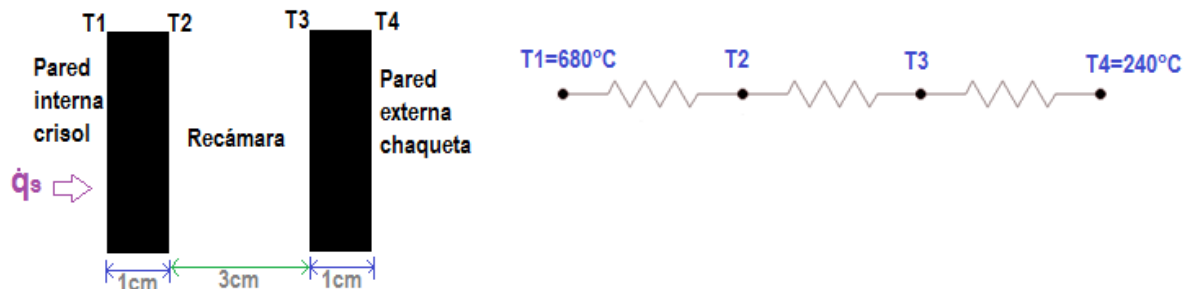
Figura 58. Red de resistencias térmicas horno de recocido.



Fuente: Propia

De acuerdo al calibre del alambre a recocer la temperatura máxima del horno varía, generalmente es de 680°C ($953,15\text{K}$), siendo la temperatura de la pared interna del crisol. Experimentalmente se realizaron varias mediciones cuando el horno se encontraba a 680°C ($953,15\text{K}$) obteniendo en promedio una temperatura en la pared externa de la chaqueta (hogar) de 240°C ($513,15\text{K}$). Por ende, algunos valores de la red de resistencias térmicas del horno se presentan en la figura 59.

Figura 59. Valores red de resistencias térmicas horno de recocido.



Fuente: Propia

De acuerdo a las características del sistema, la razón de transferencia de calor es constante ($\dot{Q}=\text{cte}$).

Con el fin de determinar \dot{Q} , primero se supuso su valor y por medio de la ecuación 123 (conducción) se obtuvo $T2$. Luego con el mismo valor supuesto mediante la ecuación 125 (radiación) y teniendo en cuenta el valor de $T2$ calculado se determina $T3$. Finalmente, aplicando de nuevo la ecuación de conducción

suponiendo el mismo valor de \dot{Q} y teniendo en cuenta el T3 calculado se determina T4.

Debido a que el valor de T4 corresponde a 240°C se digitalizaron los datos en Excel y por medio de la herramienta buscar objetivo se obtuvo el valor de \dot{Q} .

Como se presenta en la ecuación 121, la razón de la transferencia de calor corresponde al flujo de calor por área.

$$\dot{Q} = \dot{q}_s * A \text{ [Ecuación 121]}$$

Donde,

\dot{Q} = Razón de transferencia de calor [W].

\dot{q}_s = Flujo de calor [W/m²].

A = Área de la superficie [m²].

Teniendo en cuenta las características de las secciones, el área corresponde a,

$$A_i = 2 * \pi * r_i * a \text{ [Ecuación 122]}$$

Donde,

A_i = Área de una superficie [m²].

r_i = Radio de una sección [m].

a = Altura de la recámara [m].

Considerando la pared interna del crisol, se tiene que,

$$A_1 = 2 * \pi * r_1 * a$$

$$A_1 = 2 * \pi * 0,875 * 0,1$$

$$A_1 = 0,5497 \text{ m}^2$$

Por consiguiente y suponiendo que \dot{q}_s corresponde a 100 W/m² se tiene que,

$$\dot{Q} = \dot{q}_s * A_1$$

$$\dot{Q} = 100 * 0,5497$$

$$\dot{Q} = 54,97 \text{ W}$$

La conductividad térmica de un material varía con la temperatura, no obstante, la variación se puede considerar constante y se puede usar un valor promedio.

Según Ceng¹³⁹, se puede determinar la razón de la transferencia de calor por conducción a través de una capa esférica por medio de la ecuación 123.

$$\dot{Q}_{\text{Conducción}} = 2 * \pi * k * a * \frac{T_1 - T_2}{\ln(\frac{r_2}{r_1})} \text{ [Ecuación 123]}$$

¹³⁹ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 78.

Donde,

$\dot{Q}_{\text{Conducción}}$ = Razón de transferencia de calor por conducción [W].

k = Conductividad térmica del acero inoxidable [W/m *K].

a = Altura de la recámara [m].

T_1 = Temperatura pared interna del crisol [K].

T_2 = Temperatura pared externa del crisol [K].

r_1 = Radio pared interna del crisol [m].

r_2 = Radio pared externa del crisol [m].

Despejando la ecuación 123, suponiendo (como se mencionó anteriormente) que el flujo de calor corresponde a 100 W/m^2 y por lo tanto $\dot{Q} = 54,97 \text{ W}$, además considerando que en promedio la conductividad térmica del acero inoxidable corresponde aproximadamente a $16 \text{ W/m} \cdot \text{K}$, se tiene que,

$$T_2 = \frac{-\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot a} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + T_1 \text{ [Ecuación 124]}$$

$$T_2 = \frac{-54,97}{2 \cdot \pi \cdot 16 \cdot 0,1} \cdot \ln\left(\frac{0,88}{0,875}\right) + 953,15$$

$$T_2 = 953,118 \text{ K } [679,96^\circ \text{C}]$$

Según Cengel¹⁴⁰, cuando una superficie está a cierta temperatura y se encuentra por completo encerrada por una superficie mucho más grande (o negra) a otra temperatura y separada por un gas (como el aire) que no interfiere con la radiación, la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre éstas dos superficies se da por la ecuación 125.

$$\dot{Q}_{\text{radiación}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_i \cdot (T_i^4 - T_{\text{alred}}^4) \text{ [Ecuación 125]}$$

Donde,

$\dot{Q}_{\text{radiación}}$ = Razón de transferencia de calor por radiación [W].

ε = Coeficiente de emisividad del material de la superficie [adimensional].

σ = Constante de Stefan-Boltzmann [W/m^2].

A_i = Área de una superficie [m^2].

T_i = Temperatura de una superficie [K].

T_{alred} = Temperatura de una superficie que se encuentra alrededor de otra [K].

Teniendo en cuenta las características del horno, en la siguiente ecuación se determina la razón de calor por radiación en la recámara considerando que actualmente por ella fluye aire. Debido a que la razón de transferencia de calor es constante, el valor de \dot{Q} es el mismo si el fluido es aire o agua; además, es igual

¹⁴⁰ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 29.

es los diferentes nodos de la red de resistencias térmicas. Cabe mencionar que se continúa suponiendo el valor de \dot{q}_s y por ende de \dot{Q} .

La constante de Stefan-Boltzmann corresponde a $5,67 \cdot 10^{-8}$ y el coeficiente de emisividad del acero inoxidable es de 0,3. Por consiguiente,

$$\dot{Q}_{radiación} = \varepsilon \cdot \sigma (A_2 \cdot T_2^4 - A_3 \cdot T_3^4)$$

Despejando T3,

$$-T3 = \sqrt[4]{\frac{\dot{Q} - (\varepsilon \cdot \sigma \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot a \cdot T_2^4)}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot a}} \quad [\text{Ecuación 126}]$$

$$T3 = 947,41\text{K} [674,26^\circ\text{C}]$$

Con el fin de obtener T4, por medio de la ecuación 127 se tiene que,

$$\dot{Q}_{Conducción} = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot a \frac{T3 - T4}{\ln\left(\frac{r4}{r3}\right)}$$

Despejando T4,

$$T4 = \frac{-\dot{Q}}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot a} \cdot \ln\left(\frac{r4}{r3}\right) + T3$$

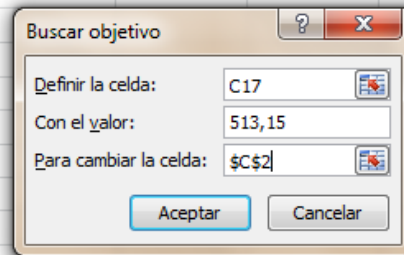
$$T4 = \frac{-54,97}{2 \cdot \pi \cdot 16 \cdot 0,1} \cdot \ln\left(\frac{0,9}{0,895}\right) + 947,41 \quad [\text{Ecuación 127}]$$

$$T4 = 953,12\text{K} [679,97^\circ\text{C}]$$

Teniendo en cuenta que T4 corresponde a 240°C (513,15K), como se mencionó anteriormente, los datos se digitaron en Excel y se utilizó la herramienta “buscar objetivo” (ver figura 60) con el fin de obtener los valores aproximados de \dot{q}_s y por ende de \dot{Q} .

Figura 60. Procedimiento buscar objetivo (flujo de calor).

	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1									
2		qs	100	w/m2					
3		r1	0,875	m					
4		r2	0,88	m					
5		r3	0,895	m					
6		r4	0,9	m					
7		L	0,1	m					
8		Q1	54,97787144	w					
9		Q2	54,97787144	w					
10		Q3	54,97787144	w					
11		T1	953,15	K	680	°C			
12		k	16	w/m*K					
13		T2	953,1188389	K	679,968839	°C			
14		E	0,3						
15		cte stefan	5,67E-08	w/m2*K4					
16		T3	947,4148151	K	674,264815	°C			
17		T4	947,3843485	K	674,234348	°C			
18		T4 real	513,15	K	240	°C			
19									

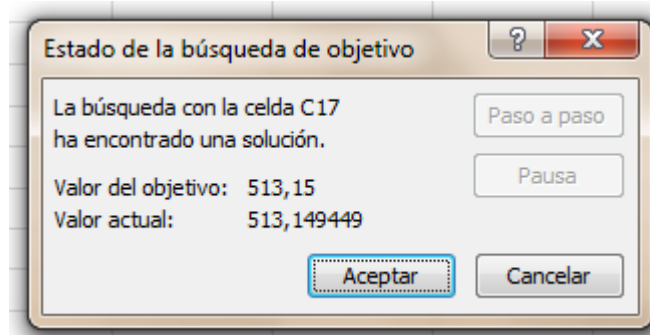


Fuente: Propia

Como se indica en la figura 60, se definió la celda donde se encuentra T4 calculada con el valor supuesto del flujo de calor, con el valor real de T4 para cambiar la celda y obtener el valor aproximado de \dot{q}_s .

El valor actual de la búsqueda es de 513,149449K (aproximadamente 513,15K), como se muestran en la figura 61,

Figura 61. Valor actual vs valor de objetivo (T4).



Fuente: Propia

Por ende, los resultados obtenidos se presentan en la tabla 23.

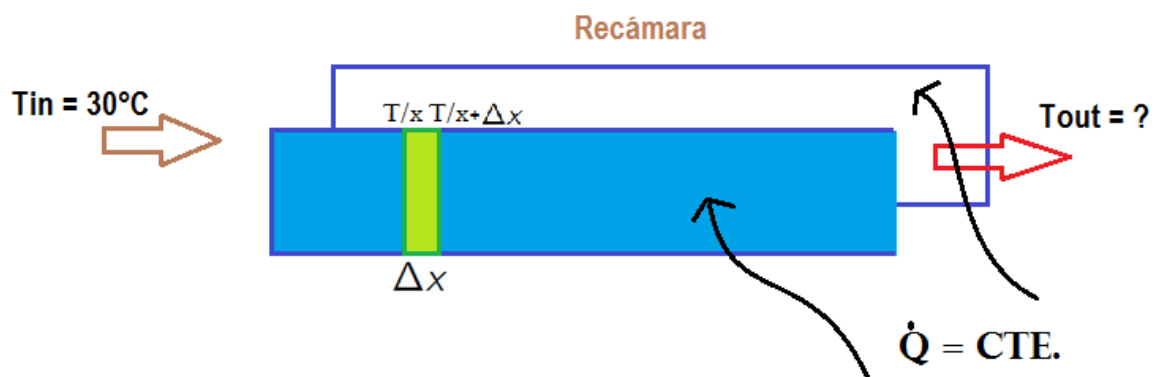
Tabla 23. Valores obtenidos transferencia de calor

qs	12644,57266	w/m2		
r1	0,875	m		
r2	0,88	m		
r3	0,895	m		
r4	0,9	m		
a	0,1	m		
Q1	6951,716903	w		
Q2	6951,716903	w		
Q3	6951,716903	w		
T1	953,15	K	680	°C
k	16	w/m*K		
T2	949,209818	K	676,059818	°C
E	0,3			
cte stefan	5,67E-08	w/m2*K4		
T3	517,001827	K	243,851827	°C
T4	513,149449	K	239,999449	°C

Fuente: Propia

Teniendo el valor aproximado de la razón de transferencia de calor se determina la temperatura a la salida de la recámara.

Figura 62. Recámara del horno.



Fuente: Propia

De acuerdo a la figura 62, se obtienen las siguientes ecuaciones,

$$\frac{dE}{dt} = \dot{q}_s * A - \dot{m} * Cp * dT - h (T - T^\infty) = 0 \text{ [Ecuación 128]}$$

Despejando la ecuación 128,

$$\begin{aligned} \dot{q}_s * a * \Delta x - \rho * b * a * \Delta x * \Delta T &= 0 \\ \dot{q}_s * a * \Delta x - \dot{m} * Cp * \Delta T - h * a * \Delta x (T - T^\infty) &= 0 \end{aligned}$$

Por lo tanto,

$$\dot{q}_s = \frac{\dot{m} * Cp}{a} * \frac{\Delta T}{\Delta X} + h (T_x - T^\infty)$$

Donde,

\dot{q}_s = Flujo de calor [W/m²].

\dot{m} = Gasto de masa del agua [kg/s].

Cp = Capacidad calorífica del agua [J/Kg*K].

a = Altura de la recámara [m].

ΔT = Diferencia de la temperatura lejos de la superficie (temperatura ambiente) con respecto a la temperatura de entrada del fluido en la recámara [°C].

ΔX = Diferencia de longitudes en la recámara [m].

h = Coeficiente de transferencia de calor [W/m² *°C].

T_x = Temperatura con respecto a la longitud x [°C].

T[∞] = Temperatura lejos de la superficie (temperatura ambiente) [°C].

De acuerdo a la red de resistencias térmicas se determinó la resistencia de convección libre (ver figura 58), ubicada entre la pared externa de la chaqueta (hogar) y la temperatura infinito, con el fin de obtener el coeficiente de transferencia de calor.

Según Cengel¹⁴¹, la transferencia de calor por convección natural sobre una superficie depende de su configuración geométrica, orientación, temperatura y de las propiedades termofísicas del fluido que interviene.

El parámetro adimensional que representa los efectos de la convección natural de denomina número de Grashof¹⁴², el cual corresponde a la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúa sobre el fluido, rige el régimen de flujo en la convección natural. Calculando el número de Grashof correspondiente en la chaqueta del horno,

$$Gr_L = \frac{g * \beta * (T_s - T^\infty) * L_c^3}{\nu^2} \text{ [Ecuación 129]}$$

Donde,

¹⁴¹ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 526.

¹⁴² CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 526.

Gr_L = Número de Grashof [adimensional].

g = Aceleración gravitacional [m/s^2].

β = Coeficiente de expansión volumétrica [$1/K$].

T_s = Temperatura de la superficie [$^{\circ}C$].

T_{∞} = Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie [$^{\circ}C$].

L_c = Longitud característica de la configuración geométrica [m].

ν = Viscosidad cinemática del fluido [m^2/s].

El coeficiente de expansión volumétrica del aire corresponde a 0,00316 $1/K$, la temperatura del aire suficientemente lejos de la superficie es de aproximadamente $20^{\circ}C$, la longitud característica de la configuración geométrica es la altura de la recámara ($L_c=a$) y la viscosidad cinemática del aire es de $1,516 \cdot 10^{-5} m^2/s$. Por consiguiente,

$$Gr_L = \frac{9,81 \cdot 0,00316 (249-20) \cdot L_c^3}{1,516 \cdot 10^{-5}}$$
$$Gr_L = 29644043,1$$

Debido a que la pared de la chaqueta (hogar) del horno es una superficie exterior de un cilindro vertical, ésta se puede tratar como una placa vertical debido a que el diámetro del cilindro es suficientemente grande, siendo los efectos de la curvatura despreciables. Según Cengel¹⁴³, ésta condición se satisface si,

$$D \geq \frac{35 \cdot a}{Gr_L^{1/4}} \text{ [Ecuación 130]}$$

$$D \geq \frac{35 \cdot 0,1}{29644043,1^{1/4}} = 0,047m$$

$$1,8m > 0,047m$$

Donde,

D = Diámetro del horno [m].

a = Altura de la recámara del horno [m].

Gr_L = Número de Grashof [adimensional].

El papel que desempeña el número de Reynolds en la convección forzada es realizado por el número de Grashof¹⁴⁴ en la convección natural, proporcionando el criterio principal en la determinación de si el flujo del fluido es laminar o turbulento. Teniendo en cuenta que la pared de la chaqueta del horno se puede tratar como placa vertical, para las placas verticales el número crítico de Grashof es alrededor de 10^9 , por lo tanto, teniendo en cuenta el número de Grashof determinado, el fluido es laminar.

¹⁴³ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 529.

¹⁴⁴ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 526.

Por otra parte, el número de Prandtl¹⁴⁵ describe la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad térmica, entonces,

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{1,516 \cdot 10^{-5}}{2,074 \cdot 10^{-5}} = 0,73 \text{ [Ecuación 131]}$$

Donde,

Pr = Número de Prandtl [adimensional].

ν = Viscosidad cinemática del aire [m^2/s].

α = Difusividad térmica del aire [m^2/s].

El número de Rayleigh¹⁴⁶ es el producto del número de Grashof y el número de Prandtl, por ende, es considerado como la razón de las fuerzas de flotabilidad y (los productos de) las difusividades térmicas y de cantidad de movimiento.

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \text{ [Ecuación 132]}$$

$$Ra_L = 29644043,1 \cdot 0,73 = 21668452$$

Donde,


Ra_L = Número de Rayleigh [adimensional].

Gr_L = Número de Grashof [adimensional].

Pr = Número de Prandtl [adimensional].

Teniendo en cuenta la geometría de la recámara (se puede tratar como placa vertical), el número de Nusselt¹⁴⁷, con el fin de obtener el valor más exacto posible, se presenta en la figura 63.

Figura 63. Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre una placa vertical.

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	$10^4 - 10^9$ $10^{10} - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59 Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.1 Ra_L^{1/3}$ $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (compleja pero más exacta)

Fuente: CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa. Cuarta edición. Convección natural sobre superficies.

De acuerdo a la tabla 63, se tiene que,

¹⁴⁵ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 527.

¹⁴⁶ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 527.

¹⁴⁷ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 527-528.

$$Nu = (0,825 + \frac{0,387 * Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}})^2 \text{ [Ecuación 133]}$$

$$Nu = 39,1$$

Donde,

Nu= Número de Nusselt [adimensional].

Ra_L = Número de Rayleigh [adimensional].

Pr = Número de Prandtl [adimensional].

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor se despeja la ecuación 134,

$$Nu = \frac{h * L_c}{k} \text{ [Ecuación 134]}$$

Donde,

Nu= Número de Nusselt [adimensional].

h = Coeficiente de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

L_c = Longitud característica de la configuración geométrica [m].

k = Conductividad térmica del acero inoxidable [$W/m \cdot K$].

Despejando,

$$h = \frac{Nu * k}{L_c}$$

$$h = \frac{39,1 * 0,0262}{0,1} = 10,246 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ C$$

Además, el gasto de masa corresponde a,

$$\dot{m} = \rho_{68^\circ} * \dot{V}_2 \text{ [Ecuación 135]}$$

$$\dot{m} = 979,8 * 0,00126 = 1,255 \text{ kg/s}$$

Donde,

\dot{m} = Gasto de masa [kg/s].

ρ_{68° = Densidad del agua a $68^\circ C$ (valor promedio supuesto) [kg/m^3].

\dot{V}_2 = Flujo volumétrico fluido en la sección 2 [m^3/s].

Por ende, retomando y despejando la ecuación 128, teniendo en cuenta que ΔX = longitud total de la recámara y por consiguiente, $T_x = T_{out}$, se tiene que,

$$\dot{q}_s = \frac{\dot{m} * c_p}{a} * \frac{\Delta T}{\Delta X} + h (T_x - T_\infty)$$

$$T_{out} = \frac{[\dot{q}_s - [\frac{\dot{m} * c_p}{a} * \frac{\Delta T}{\Delta X}]] + h * T_\infty}{h}$$

$$T_{out} = 31,36^\circ C$$

Teniendo en cuenta el resultado de la ecuación anterior, debido a que la transferencia de calor es muy mínima el sistema no es viable.

3.2.2.4 Transferencia de calor teniendo en cuenta la temperatura de superficie constante ($T_s = \text{cte.}$).

Debido a que no es viable el precalentamiento del agua de alimentación a la caldera por medio del horno de recocido (como se detalla ...en la sección 3.2.2.3...), ya que el flujo de calor en la recámara del horno es constante y al transcurrir el fluido es mínima la temperatura de transferencia de calor, se planteó un caso hipotético con el fin de obtener un valor alto de transferencia de calor.

En el presente capítulo se calcula la transferencia de calor del horno de recocido hacia el agua de alimentación de la caldera, planteando el caso si la temperatura de superficie de la recámara del horno fuera constante.

Cabe mencionar que teniendo en cuenta las condiciones de operación del horno, no es ni puede ser la temperatura de superficie constante. Solo se plantea el caso con el fin de conocer las condiciones en que el sistema propuesto fuese viable.

...En la sección 3.1.2.2..., se mencionó que el horno tiene un control on/off, de acuerdo al calibre del alambre a recocer varía su temperatura máxima, generalmente trabaja a una temperatura máxima de 680°C.

Experimentalmente se midió la temperatura de la recámara del horno cuando éste se encontraba a 680°C, obteniendo una temperatura de superficie de 240°C.

Como no se conoce la temperatura del agua a la salida del ducto y, por ende no se puede determinar la temperatura promediada entre la entrada y la salida a la cual deben determinarse las propiedades del agua, primero se realizaron los cálculos para conseguir la temperatura del agua a la salida con las propiedades del agua a la temperatura de entrada (30°C). De acuerdo a la temperatura se salida obtenida (106,01°C) se determinó la temperatura promedio (68°C). Con la temperatura promedio se realizaron nuevamente los cálculos, los cuales se detallan a continuación.

Retomando algunos valores anteriormente calculados, se tiene que el diámetro hidráulico, y la velocidad media en la recámara son:

$$D_h = 0,04615\text{m}$$

$$Vel_h = 0,42 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds a la temperatura promedio, 68°C, equivale a

$$N_{R,68^\circ\text{C}} = \frac{Vel_h * D_h * \rho_{68^\circ}}{\eta_{68^\circ}} \text{ [Ecuación 136]}$$

$$N_{R,68^\circ\text{C}} = \frac{0,42 * 0,04615 * 979,8}{4,194 * 10^{-4}} = 45286,2331$$

Donde,

$N_{R,68^{\circ}\text{C}}$ = Número de Reynolds en la recámara del horno [adimensional].

Vel_h = Velocidad hidráulica promedio en la recámara del horno [m/s].

D_h = Diámetro hidráulico recámara [m].

$\rho_{68^{\circ}}$ = Densidad del agua a 68°C [kg/m^3].

$\mu_{68^{\circ}}$ = Viscosidad dinámica del agua a 68°C [$\text{Pa}\cdot\text{s}$].

Como se muestra en la ecuación 8, el Número de Reynolds es mayor a 10000, por ende el flujo en la recámara del horno es turbulento.

Cengel¹⁴⁸ también afirma que cuando un fluido que entra a un tubo a una velocidad uniforme, la velocidad presenta reducción por efectos de fricción. Para compensarla, la velocidad del fluido en el centro del ducto debe incrementarse para mantener constante el flujo de masa por el ducto.

La capa límite¹⁴⁹ es considerada la región del flujo en la cual los efectos viscosos y los cambios en la velocidad son significativos. La longitud que existe desde la entrada del ducto hasta el punto donde la capa límite finaliza, en la cual los efectos de la fricción son despreciables y la velocidad permanece esencialmente constante en la dirección radial, se denomina longitud de entrada hidrodinámica (L_h).

De forma similar, asegura¹⁵⁰ que cuando un fluido a una temperatura uniforme ingresa en un tubo cuya superficie se mantiene a una temperatura diferente, las partículas del fluido que se encuentran en contacto con la superficie del ducto, toman la temperatura de ésta superficie. Iniciando la transferencia de calor por convección y el desarrollo de una capa límite térmica a lo largo del ducto.

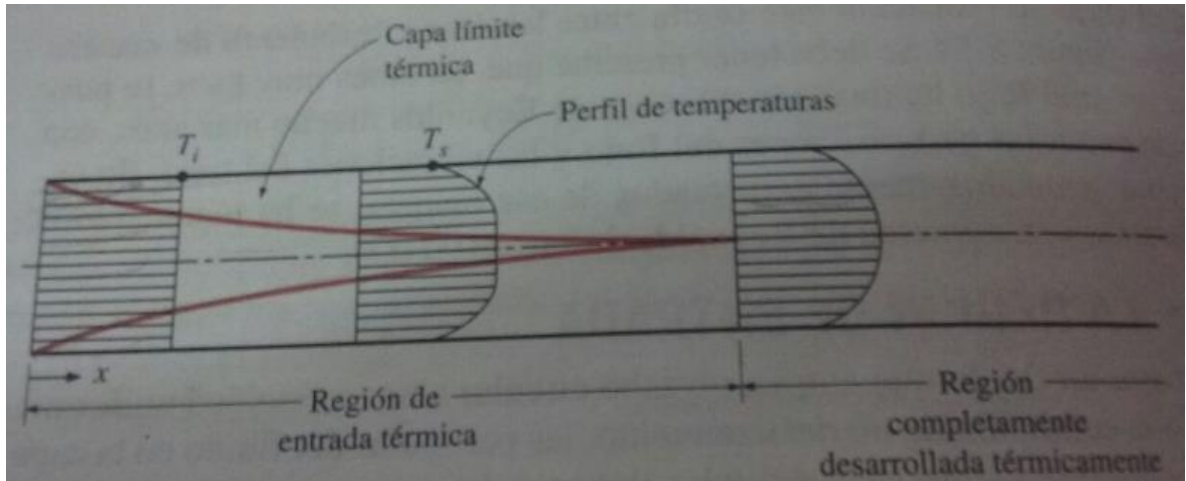
Como se muestra en la figura 64, el espesor de la capa límite térmica se extiende en la dirección del flujo hasta alcanzar el centro del tubo.

¹⁴⁸ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 469.

¹⁴⁹ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 469.

¹⁵⁰ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 470-471.

Figura 64. Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo.



Fuente: CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa. Cuarta edición. Convección interna forzada.

La longitud de entrada térmica¹⁵¹ (L_t), es la distancia de la región del flujo sobre la cual se desarrolla la capa límite térmica y alcanza el centro del tubo.

En el flujo turbulento, las longitudes de entrada hidrodinámica y térmica tienen aproximadamente el mismo tamaño.

Por lo tanto, Cenge¹⁵² afirma que en muchos flujos en tubos de interés práctico, los efectos de entrada se vuelven insignificantes más allá del tramo de una longitud de 10 diámetros del tubo, y L_t y L_h se toman aproximadamente como,

$$L_{h,turbulento} = L_{t,turbulento} = 10D \text{ [Ecuación 137]}$$

Por consiguiente, en la recámara del horno se tiene que,

$$L_{h,turbulento} = L_{t,turbulento} = 10 D_h = 10 * 0,0461 = 0,461m$$

Debido a que el resultado obtenido de la ecuación 137 es mucho más corto que la longitud total del ducto, se puede suponer que hay flujo turbulento completamente desarrollado el todo el ducto, por ende, se determina el número de Nusselt¹⁵³ con la expresión de la ecuación 139, teniendo en cuenta que el número de Prandtl corresponde a

$$Pr_{r,68^\circ C} = \frac{\text{Viscosidad cinemática del agua a } 68^\circ C}{\text{Difusividad térmica del agua a } 68^\circ C} = \frac{4,278 * 10^{-7} m^2/s}{1,6267 * 10^{-7} m^2/s} = 2,6298 \text{ [Ecuación 138]}$$

$$Nu = \frac{h * D_h}{k} = 0,023 * N_{R,68^\circ C}^{0,8} * Pr_{r,68^\circ C}^{0,3} \text{ [Ecuación 139]}$$

¹⁵¹ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 471.

¹⁵² CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 471.

¹⁵³ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 488-489.

$$Nu = 0,023 * 45286,23^{0,8} * 2,6298^{0,3} = 163,11$$

Donde,

Nu. = Número de Nusselt en la recámara del horno [adimensional].

h = Coeficiente de transferencia de calor [W/m² *°C].

D_h = Diámetro hidráulico recámara [m].

k = conductividad térmica del agua a 68°C [W/m² *°C].

N_{R,68°C} = Número de Reynolds en la recámara del horno [adimensional].

P_{r,68°C} = Número de Prandtl en la recámara del horno [adimensional].

Entonces, despejando la ecuación 139,

$$h = \frac{k * Nu}{D_h} \text{ [Ecuación 140]}$$

$$h = \frac{0,68001 * 163,11}{0,0461} = 2403,19 \text{ W/m}^2 \text{ *°C}$$

Por otra parte, el área superficial (A_s) para la transferencia de calor es,

$$A_s = (2 * b * L) + (2 * a * L) \text{ [Ecuación 141]}$$

$$A_s = (2 * 0,03 * 5,654) + (2 * 0,1 * 5,654) = 1,47 \text{ m}^2$$

Siendo,

A_s = Área superficial de la recámara [m²].

a = Altura de la recámara [m].

b = Base de la recámara [m].

L = Longitud de la recámara [m].

Además, el gasto de masa corresponde a,

$$\dot{m} = \rho_{68^\circ} * \dot{V}_2 \text{ [Ecuación 142]}$$

$$\dot{m} = 979,8 * 0,00126 = 1,255 \text{ kg/s}$$

Donde,

\dot{m} = Gasto de masa [kg/s].

ρ_{68° = Densidad del agua a 68°C [kg/m³].

\dot{V}_2 = Flujo volumétrico fluido en la sección 2 [m³/s].

Finalmente, por medio de la ecuación 143 se determina la temperatura media del agua en la salida de la recámara del horno.

$$T_{out} = T_s - (T_s - T_{in}) \exp(-hA_s / \dot{m}c_p) \text{ [Ecuación 143]}$$

$$T_{out} = 240 - (240 - 30) \exp(-2403,19 * 1,47 / 1,255 * 4147,8)$$

$$T_{out} = 133,48 \text{ °C}$$

Siendo,

T_{out} = Temperatura de salida del agua de la recámara del horno [°C].

T_s = Temperatura de superficie, temperatura de la pared de la recámara del horno [°C].

T_{in} = Temperatura de entrada del agua a la recámara del horno [°C].

h = Coeficiente de transferencia de calor [$W/m^2 \cdot ^\circ C$].

A_s = Área superficial de la recámara [m^2].

\dot{m} = Gasto de masa [kg/s].

c_p = Capacidad calorífica del agua a 68°C [J/kg · K].

Además, la diferencia media logarítmica de temperatura, ΔT_{lm} (la cual según Cengel¹⁵⁴, se obtiene al seguir el rastro del perfil real de temperaturas del fluido a lo largo del ducto y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre el fluido y la superficie), y (con base en la ley de enfriamiento de Newton), la razón de la transferencia de calor al agua (\dot{Q}), quedan,

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{in} - T_{out}}{\ln \frac{T_s - T_{out}}{T_s - T_{in}}} = \frac{30 - 133,48}{\ln \frac{240 - 133,48}{240 - 30}} = 152,45 \text{ } ^\circ C \text{ [Ecuación 144]}$$

Y

$$\dot{Q} = h \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \text{ [Ecuación 145]}$$

$$\dot{Q} = 2403,19 \cdot 1,47 \cdot 152,45 = 538655,961 \text{ W}$$

3.2.2.5 Pérdidas de energía debido a la fricción sistema propuesto (hasta la entrada de la caldera).

A pesar de que el sistema no es viable, como se argumentó ...en la sección 3.2.2.3..., planteando el caso si la temperatura de superficie de la recámara del horno fuera constante, se obtiene un valor alto en la temperatura de salida de la recámara del horno (...ver sección 3.2.2.4...).

Teniendo en cuenta el caso hipotético, con el fin de cumplir con los objetivos propuestos inicialmente, en la presente sección se detallan las pérdidas de energía debido a la fricción del sistema propuesto desde la salida de la recámara hasta la entrada de la caldera, teniendo en cuenta que la temperatura de salida del agua de la recámara es de 133°C y considerando la bomba seleccionada ...en la sección 3.2.2.1...

De acuerdo a la ecuación general de la energía, se obtiene la siguiente ecuación para el sistema, con el fin de determinar la presión del agua en la salida del horno.

¹⁵⁴ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 476.

$$\frac{P_o}{\gamma_{30^\circ}} + Z_o + \frac{V_o^2}{2g} - {}_oH_{OUT}{}^{i,T} = \frac{P_{OUT}}{\gamma_{133^\circ}} + Z_{OUT_o} + \frac{V_{OUT}^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 145}]$$

Despejando la ecuación 145,

$$P_{OUT} = \left[\frac{P_o}{\gamma_{30^\circ}} + \frac{V_o^2}{2g} - {}_oH_{OUT}{}^{i,T} - Z_{OUT_o} - \frac{V_h^2}{2g} \right] * \gamma_{133^\circ} \quad [\text{Ecuación 146}]$$

Donde,

P_{OUT} = Presión del agua en la salida de la recámara del horno [kPa].

P_o = Presión en el punto O, descarga de la bomba 3 [kPa].

γ_{30} = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

Vel_{O-E1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de O a E1 [m/s].

${}_oH_{OUT}{}^{i,T}$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción desde la descarga de la bomba 3 hasta la salida de la recámara del horno [N*m/N].

Z_{OUT_o} = Altura de la salida de la recámara del horno con respecto a la altura de la descarga de la bomba 3 [m].

Vel_h = Velocidad hidráulica promedio en la recámara del horno [m/s].

γ_{133° = Peso específico del agua a 133°C [kN/ m³].

g = Gravedad [m/s²].

Retomando algunos datos calculados ...en la sección 3.2.2.1..., $P_o = 971,843$ kPa [140,95 psig], $Vel_{O-E1} = 3,2847$ m/s y $Vel_h = 0,42$ m/s.

Además, $\gamma_{30^\circ} = 9,77$ kN/m³ y $\gamma_{133^\circ} = 9,1667$ kN/m³

Cabe mencionar que como se indica en la tabla 18, $Z_{OUT_o} = 2,1$ m.

Las pérdidas totales de energía debido a la fricción desde la descarga de la bomba 3 hasta la salida de la recámara del horno corresponden a,

$${}_oH_{OUT}{}^{i,T} = {}_oH_{E2}{}^{i,T} + {}_{E2}H_{EV1}{}^{i,T} + {}_{EV1}H_{IN}{}^{i,T} + {}_{IN}H_{OUT}{}^{i,T} \quad [\text{Ecuación 147}]$$

Los valores de la ecuación 147 se calcularon ...en la sección 3.2.2.1... Debido a que en dicho capítulo se supuso una temperatura del agua en la salida de la recámara, es necesario recalcular las pérdidas totales de energía por fricción en la recámara del horno (${}_{IN}H_{OUT}{}^{i,T}$).

Teniendo en cuenta que al horno ingresa el agua a una temperatura aproximadamente de 30°C y sale a 133°C (suponiendo la temperatura se superficie constante), la temperatura promedio es,

$$T_{prom.} = \frac{30+133}{2} = 81,5^\circ\text{C} \quad [\text{Ecuación 148}]$$

Recalculando el valor del Número de Reynolds y determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$N_{R,IN-OUT} = \frac{Velh * Dh * \rho_{81,5^{\circ}}}{\eta_{81,5^{\circ}}} \text{ [Ecuación 149]}$$

$$N_{R,IN-OUT} = \frac{0,42 * 0,04615 * 966,5}{0,000336} = 55759,615$$

Donde,

$N_{R,IN-OUT}$ = Número de Reynolds en la recámara del horno [adimensional].

Velh = Velocidad hidráulica promedio [m/s].

D_h = Diámetro hidráulico recámara [m].

$\rho_{81,5^{\circ}}$ = Densidad del agua a 81,5°C [kg/m³].

$\eta_{81,5^{\circ}}$ = Viscosidad dinámica del agua a 81,5°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido en la ecuación 149, se considera que el flujo en la recámara del horno es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$F_{IN-OUT} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * \frac{D_h}{\epsilon_3}} + \frac{5,74}{N_{R,IN-OUT}^{0,9}} \right) \right]^2} \text{ [Ecuación 150]}$$

$$F_{IN-OUT} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * \frac{0,04615}{4,6 * 10^{-5}}} + \frac{5,74}{55759,615^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,024$$

Donde,

F_{IN-OUT} = Factor de fricción en la recámara del horno [adimensional].

D_h = Diámetro hidráulico recámara [m].

ϵ_3 = Rugosidad promedio de la pared del horno, material acero inoxidable [m].

$N_{R,IN-OUT}$ = Número de Reynolds en la recámara del horno [adimensional].

Debido a que el factor de fricción es el mismo, se tiene que,

$${}_{IN}H_{OUT}{}^{'T} = {}_{IN}H_{OUT}{}^{'P} = 0,026 \text{ N*m/N}$$

Por ende,

$${}_{O}H_{OUT}{}^{'T} = {}_{O}H_{E2}{}^{'T} + {}_{E2}H_{EV1}{}^{'T} + {}_{EV1}H_{IN}{}^{'T} + {}_{IN}H_{OUT}{}^{'T} \text{ [Ecuación 151]}$$

$${}_{O}H_{OUT}{}^{'T} = 0,316 + 0,169 + 9,829 + 0,026$$

$${}_{O}H_{OUT}{}^{'T} = 10,34 \text{ N*m/N}$$

Resolviendo la ecuación 146,

$$P_{OUT} = \left[\frac{971,843}{9,77} + \frac{3,2847^2}{2 \cdot 9,81} - 10,34 - 2,1 - \frac{0,42^2}{2 \cdot 9,81} \right] \cdot 9,1667$$

$$P_{OUT} = 800,437 \text{ kPa [116,09 psig]}$$

Por lo tanto, con respecto a la ecuación anterior, la presión del agua en la salida de la recámara es de 800,437 kPa [116,09 psig].

De forma similar, para calcular la presión del agua con la cual ingresa a la caldera, de acuerdo al diseño propuesto (ver figuras 50 y 51), con la bomba seleccionada y teniendo suponiendo una temperatura de superficie de la recámara del horno constante, con la ecuación general de la energía, se obtuvo la siguiente ecuación para el sistema,

$$\frac{P_O}{\gamma_{30^\circ}} + Z_O + \frac{V_O^2}{2g} - {}_O H_F{}^T = \frac{P_F}{\gamma_{133^\circ}} + Z_F + \frac{V_F^2}{2g} \quad [\text{Ecuación 152}]$$

Despejando la ecuación 152,

$$P_F = \left[\frac{P_O}{\gamma_{30^\circ}} + \frac{V_{O-E1}^2}{2g} - {}_O H_F{}^T - Z_F - \frac{V_{T-F}^2}{2g} \right] \cdot \gamma_{133^\circ} \quad [\text{Ecuación 153}]$$

Donde,

P_F = Presión del agua en la entrada de la caldera [kPa].

P_O = Presión en el punto O, descarga de la bomba 3 [kPa].

γ_{30} = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

V_{O-E1} = Velocidad promedio del flujo en la sección de O a E1 [m/s].

${}_O H_F{}^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción desde la descarga de la bomba 3 hasta la entrada de la caldera [N*m/N].

Z_F = Altura de la entrada de agua a la caldera con respecto a la altura de la descarga de la bomba 3 [m].

V_{T-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de T a F [m/s].

γ_{133° = Peso específico del agua a 133°C [kN/ m³].

g = Gravedad [m/s²].

Las pérdidas totales de energía debido a la fricción desde la descarga de la bomba 3 hasta la entrada a la caldera corresponden a,

$${}_O H_F{}^T = {}_O H_{E2}{}^T + {}_{E2} H_{EV1}{}^T + {}_{EV1} H_{IN}{}^T + {}_{IN} H_{OUT}{}^T + {}_{OUT} H_T{}^T + {}_T H_F{}^T \quad [\text{Ecuación 154}].$$

Como se mencionó anteriormente, los valores de la ecuación 154 se calcularon ...en la sección 3.2.2.1... Además, como se recalculó ${}_{IN} H_{OUT}{}^T$ debido al cambio de temperatura, también es necesario realizar nuevamente los cálculos para determinar ${}_{OUT} H_T{}^T$ y ${}_T H_F{}^T$.

Para la sección OUT-T, recalculando el Número de Reynolds, teniendo en cuenta las propiedades del agua a 133°C y el valor del factor de fricción, se obtuvo,

$$N_{R,OUT-T} = \frac{V_{sist.} * D_{sist.} * \rho_{133^{\circ}}}{\eta_{133^{\circ}}} \text{ [Ecuación 154]}$$

$$N_{R,OUT-T} = \frac{2,267 * 0,0266 * 933,606}{0,00012397} = 454198,881$$

Donde,

$N_{R,OUT-T}$ = Número de Reynolds en la sección OUT-T [adimensional].

$V_{sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN y OUT-T [m/s].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección EV1-IN y OUT-T [m].

$\rho_{133^{\circ}}$ = Densidad del agua a 133°C [kg/m³].

$\eta_{133^{\circ}}$ = Viscosidad dinámica del agua a 133°C [Pa*s].

De acuerdo al resultado obtenido en la ecuación 154, se considera que el flujo en la sección OUT-T es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$F_{OUT-T} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * \frac{D_{sist.}}{\epsilon_2}} + \frac{5,74}{N_{R,OUT-T}^{0,9}} \right) \right]^2} \text{ [Ecuación 155]}$$

$$F_{OUT-T} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * \frac{0,0221}{1,5 * 10^{-6}}} + \frac{5,74}{454198,881^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,014$$

Donde,

F_{OUT-T} = Factor de fricción sección OUT-T [adimensional].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería sección EV1-IN y OUT-T [m].

ϵ_2 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material acero comercial [m].

$N_{R,OUT-T}$ = Número de Reynolds en la sección OUT-T [adimensional].

Calculando nuevamente las pérdidas debido a la fricción desde la salida de la recámara del horno (OUT) hasta la tee ubicada cerca a la entrada de la caldera (T), corresponden a

$${}_{OUT}H_T{}^P = F_{OUT-T} * \frac{L_{OUT-T}}{D_{sist.}} * \frac{V_{sist.}^2}{2g} \text{ [Ecuación 156].}$$

$${}_{OUT}H_T{}^P = 0,014 * \frac{42,07}{0,0266} * \frac{2,267^2}{2 * 9,81} = 5,8467 \text{ N*m/N}$$

Donde,

${}_{OUT}H_T{}^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de OUT-T [N * m/N].

F_{OUT-T} = Factor de fricción sección OUT-T [adimensional].

L_{OUT-T} = Longitud de la tubería desde el punto OUT al T [m].

$D_{sist.}$ = Diámetro interno de la tubería de la sección EV1-IN y OUT-T [m].

$V_{sist.}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de EV1-IN y OUT-T [m/s].

g = Gravedad [m/s^2].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección OUT-T posee seis codos a 90° , dos electroválvulas con paso directo, una válvula de verificación tipo giratorio, dos válvulas de instrumentación, una tee con paso por ramal y el paso de la salida del horno a tubería de 1", considerado como contracción súbita, debido a que ya se calcularon anteriormente, teniendo en cuenta que con la temperatura de $133^\circ C$ varía el factor de fricción, por lo tanto,

$${}_{OUT}H_T{}^S = \sum K_{OUT-T} * \frac{V_{sist.}^2}{2g} \text{ [Ecuación 157].}$$

$${}_{OUT}H_T{}^S = 5,520 * \frac{2,267^2}{2*9,81} = 1,446 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$${}_{OUT}H_T{}^T = {}_{OUT}H_T{}^P + {}_{OUT}H_T{}^S = 7,293 \text{ N*m/N [Ecuación 158].}$$

Por último, calculando nuevamente la sección T-F, recalculando el Número de Reynolds, teniendo en cuenta las propiedades del agua a $133^\circ C$ y el valor del factor de fricción, se obtiene

$$N_{R,T-F} = \frac{Vel_{T-F} * D_{T-F} * \rho_{133^\circ}}{\eta_{133^\circ}} \text{ [Ecuación 158]}$$

$$N_{R,T-F} = \frac{0,711 * 0,0475 * 933,606}{0,00012397} = 254351,373$$

Donde,

$N_{R,T-F}$ = Número de Reynolds en la sección T-F [adimensional].

Vel_{T-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de T-F [m/s].

D_{T-F} = Diámetro interno de la tubería de la sección T-F [m].

ρ_{133° = Densidad del agua a $133^\circ C$ [kg/m^3].

η_{133° = Viscosidad dinámica del agua a $133^\circ C$ [$Pa*s$].

De acuerdo al resultado obtenido en la ecuación 158, se considera que el flujo en la sección T-F es turbulento.

Determinando el valor del factor de fricción, se obtiene

$$F_{T-F} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * \frac{D_{T-F}}{\epsilon_1}} + \frac{5,74}{N_{R,T-F}^{0,9}} \right) \right]^2} \text{ [Ecuación 159]}$$

$$F_{T-F} = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 * \frac{0,0221}{1,5 * 10^{-4}}} + \frac{5,74}{254351,3730,9} \right) \right]^2} = 0,027$$

Donde,

F_{T-F} = Factor de fricción sección T-F [adimensional].

D_{T-F} = Diámetro interno de la tubería sección T-F [m].

ϵ_1 = Rugosidad promedio de la pared de la tubería, material hierro galvanizado [m].

$N_{R,T-F}$ = Número de Reynolds en la sección T-F [adimensional].

Calculando nuevamente las pérdidas debido a la fricción desde la tee ubicada cerca a la entrada de la caldera (T) hasta la entrada de la caldera (F), corresponden a

$$\tau H_F'^P = F_{T-F} * \frac{L_{T-F}}{D_{T-F}} * \frac{Vel_{T-F}^2}{2g} \text{ [Ecuación 160].}$$

$$\tau H_F'^P = 0,027 * \frac{0,532}{0,0475} * \frac{0,711^2}{2 * 9,81} = 0,00785 \text{ N*m/N}$$

Donde,

$\tau H_F'^P$ = Pérdidas primarias de energía por fricción de T-F [N * m/N].

F_{T-F} = Factor de fricción sección T-F [adimensional].

L_{T-F} = Longitud de la tubería desde el punto T al F [m].

D_{T-F} = Diámetro interno de la tubería sección T-F [m].

Vel_{T-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de T-F [m/s].

g = Gravedad [m/s²].

Para el cálculo de las pérdidas secundarias, la sección T-F posee una válvula de instrumentación y una válvula de globo abierta por completo. Teniendo en cuenta que con la temperatura de 133°C varía el factor de fricción, por lo tanto,

$$\tau H_F'^S = \sum K_{T-F} * \frac{Vel_{T-F}^2}{2g} \text{ [Ecuación 161].}$$

$$\tau H_F'^S = 9,28 * \frac{0,711^2}{2 * 9,81} = 0,239 \text{ N*m/N}$$

De manera que,

$$\tau H_F'^T = \tau H_F'^P + \tau H_F'^S = 0,247 \text{ N*m/N [Ecuación 162].}$$

Por ende,

$$oH_F'^T = oH_{E2}'^T + E2H_{EV1}'^T + EV1H_{IN}'^T + INH_{OUT}'^T + OUTH_T'^T + \tau H_F'^T \text{ [Ecuación 163].}$$

$$oH_F'^T = 0,316 + 0,169 + 9,829 + 0,027 + 7,293 + 0,247$$

$$oH_F'^T = 17,88 \text{ N*m/N}$$

Resolviendo la ecuación 153,

$$P_F = \left[\frac{P_o}{\gamma_{30^\circ}} + \frac{V_{O-E1}^2}{2g} - {}_oH_F'^T - ZF_o - \frac{Vel_{T-F}^2}{2g} \right] * \gamma_{133^\circ} \text{ [Ecuación 153]}$$

$$P_F = \left[\frac{971,843}{9,77} + \frac{3,2847^2}{2*9,81} - 17,88 - 1,208 - \frac{0,711^2}{2*9,81} \right] * 9,1667$$

$$P_F = 741,662 \text{ kPa [107,57 psig]}$$

De acuerdo a la ecuación 153, con el sistema propuesto de las figuras 50 y 51, suponiendo una temperatura de superficie constante en la recámara del horno y con la bomba seleccionada, el agua ingresa a la caldera a una temperatura aproximada de 133°C (sin tener en cuenta las pérdidas de calor) con una presión aproximada de 107,57 psig.

La temperatura de saturación para una presión de 0,74 MPa es de 167,21°C, por lo tanto, el agua ingresaría a la caldera en estado líquido.

Teniendo en cuenta la ecuación general de la energía, del sistema propuesto se obtiene la siguiente ecuación,

$$\frac{P_i}{\gamma_{30^\circ}} + \cancel{Z_i} + \frac{V_i^2}{2g} + Hm_{B3} - {}_iH_F'^T = \frac{P_F}{\gamma_{133^\circ}} + ZF_i + \frac{V_F^2}{2g} \text{ [Ecuación 164]}$$

Despejando y resolviendo la ecuación 164, teniendo en cuenta que ${}_iH_F'^T = {}_oH_F'^T$, se tiene que,

$$Hm_{B3} = \frac{P_F}{\gamma_{133^\circ}} + ZF_i + \frac{Vel_{T-F}^2}{2g} + {}_iH_F'^T - \frac{P_i}{\gamma_{30^\circ}} - \frac{Vel_{C'-i}^2}{2g} \text{ [Ecuación 165]}$$

$$Hm_{B3} = \frac{741,662}{9,1667} + 1,258 + \frac{0,711^2}{2*9,81} + 17,88 - \frac{32,377}{9,77} - \frac{1,982^2}{2*9,81}$$

$$Hm_{B3} = 96,56 \text{ m}$$

Donde,

Hm_{B3} = Carga dinámica total bomba 3 [m].

P_F = Presión en el punto F (entrada caldera) [kPa].

γ_{30° = Peso específico del agua a 30°C [kN/ m³].

γ_{133° = Peso específico del agua a 133°C [kN/ m³].

ZF_i = Altura del punto F con respecto al punto i [m].

Vel_{T-F} = Velocidad promedio del flujo en la sección de T a F [m/s].

${}_iH_F'^T$ = Pérdidas totales de energía debido a la fricción del punto i al F [N*m/N].

P_i = Presión en el punto i [kPa].

$Vel_{C'-i}$ = Velocidad promedio del flujo en la sección de C' a i [m/s].

g = Gravedad [m/s²].

La bomba se seleccionó teniendo en cuenta una carga dinámica total de 96,33m y un flujo volumétrico de 0,00126 m³/s, al realizar los cálculos nuevamente, (suponiendo una temperatura constante de superficie en la recámara del horno, obteniendo una temperatura del agua de salida de la recámara de 133°C) como se indica en la ecuación 165 la carga total sobre la bomba corresponde a 96,56m. Por lo tanto, como se muestra en la curva de rendimiento de la bomba 3, ésta es idónea para el sistema.

La potencia que la bomba transmite al fluido equivale a

$$P_{B3} = H_{mB3} * \gamma_{30^{\circ}} * Q_2 \text{ [Ecuación 166]}$$

$$P_{B3} = 96,55 * 9770 * 0,00126 = 1188,647 \text{ W [1,594 hp]}$$

Donde,

P_{B3} = Potencia que la B3 transmite al fluido [W].

H_{mB3} = Carga dinámica total de B3 [m].

$\gamma_{30^{\circ}}$ = Peso específico del agua a 30°C [N/ m³].

Q_2 = Flujo volumétrico del fluido en la sección de C'-F [m³/s].

A causa de las pérdidas de energía, no toda la potencia de entrada se transmite al fluido. La potencia de entrada a la bomba es de 5 hp, por consiguiente, la eficiencia mecánica de la bomba equivale a

$$e_{MB3} = \frac{P_{B3}}{P_{I_{B3}}} \text{ [Ecuación 167]}$$

$$e_{MB3} = \frac{1,594}{5} = 31,88\%$$

Donde,

e_{MB3} = Eficiencia mecánica de la bomba 3 [%].

P_{B3} = Potencia transmitida al fluido. [hp].

$P_{I_{B3}}$ = Potencia de entrada a la bomba 3 [hp].

La carga de succión neta positiva disponible es la misma a la de la bomba 2 (bomba actual) debido a que la tubería de succión no fue modificada en el diseño propuesto, por ende,

$$NPSH_{AB2} = NPSH_{AB3} = 38,4347 \text{ m [Ecuación 168]}$$

Según la gráfica de rendimiento de la bomba seleccionada (Bomba 3), de acuerdo a las características, requiere aproximadamente de un $NPSH_R = 6,1\text{m [20 ft]}$, por consiguiente,

$$NPSH_{AB3}/1,10 > NPSH_{RB3} \text{ [Ecuación 169]}$$

$$38,4347\text{m}/1,10 > NPSH_{RB3}$$

$$34,94\text{m} > 6,1\text{m}$$

De acuerdo a la ecuación 169, la bomba no presenta cavitación.

La caída de presión por longitud para cada sección corresponde a,

$$\frac{\Delta P_{CI-i}}{L_{CI-i}} = \frac{44,358}{35,43} = 1,252 \frac{psig}{in} \text{ [Ecuación 170]}$$

$$\frac{\Delta P_{O-IN}}{L_{O-IN}} = \frac{16,85}{1713,858} = 0,0098 \frac{psig}{in} \text{ [Ecuación 171]}$$

$$\frac{\Delta P_{IN-OUT}}{L_{IN-OUT}} = \frac{8,01}{222,6378} = 0,036 \frac{psig}{in} \text{ [Ecuación 172]}$$

$$\frac{\Delta P_{OUT-F}}{L_{OUT-F}} = \frac{8,524}{1677,244} = 0,005 \frac{psig}{in} \text{ [Ecuación 173]}$$

Donde,

ΔP = Diferencia de presión [psig].

L = Longitud de tuberías [in].

En resumen, el flujo volumétrico, temperaturas, presiones y velocidades de diferentes puntos del sistema diseñado, se presentan en la tabla 24.

Tabla 24. Características del sistema de integración energética de alimentación de agua a la caldera.

Flujo volumetrico sección 2	=	0,00126 m ³ /s	75,708 L/min
Ti (Temperatura en el punto de succión de la bomba 3)	=	30°C	
Pi (Presión en el punto de succión de la bomba 3)	=	31,192 kPa	4,524 psig
Vi (Vel C'-i)	=	1,982 m/s	
To (Temperatura en el punto de descarga de la bomba 3)	=	30°C	
Po (Presión en el punto de descarga de la bomba 3)	=	971,843 kPa	140,95 psig
Vo (Vel O-E1)	=	3,2847 m/s	
TIN (Temperatura en la entrada de la recámara del horno)	=	30°C	
PIN (Presión en la entrada de la recámara del horno)	=	855,670 kPa	124,1 psig
VIN (Velsist.)	=	2,267 m/s	
TOUT (Temperatura en la salida de la recámara del horno)	=	133°C	
POUT (Presión en la salida de la recámara del horno)	=	800,437 kPa	116,09 psig
Vh (Vel hidráulica, velocidad prom. en la recámara)	=	0,42 m/s	
TF (Temperatura en la entrada de la caldera)	=	133°C	
PF (Presión en la entrada de la caldera)	=	741,662 kPa	107,57 psig
VF (Vel T-F)	=	0,711 m/s	

Fuente: Propia.

3.2.3 Volumen total de recirculación y tiempo de residencia.

Con el fin de determinar el tiempo de residencia, tiempo que transcurre el fluido desde que sale de la bomba de alimentación (B3) hasta que ingresa a la caldera,

pasando por la recámara del horno de acuerdo al diseño propuesto (ver figuras 50 y 51), se calculó el volumen total de agua de recirculación por secciones, los cuales se muestran en la tabla 25.

Tabla 25. Volumen de agua de recirculación en el sistema de integración energética.

Sección	Longitud (m)	Diámetro interno (m)	Base (m)	Altura (m)	Volumen (m ³)
O-E2	0,070	0,02210	-	-	2,68517E-05
E2-EV1	1,962	0,0475	-	-	0,003476771
EV1-IN	41,500	0,0266	-	-	0,023062227
IN-OUT	5,655	-	0,03	0,1	0,0169646
OUT-T	42,070	0,0266	-	-	0,023378986
T-F	0,532	0,0475	-	-	0,000942733
Volumen total de recirculación =					0,067852169

Fuente: Propia.

Como se presenta en la tabla 25, el volumen total de agua de recirculación en el sistema de integración energética es de 0,06785 m³, lo que corresponde a 67,85 litros.

Por consiguiente, el tiempo de residencia equivale a,

$$t_{\text{residencia}} = \frac{\text{Volumen total de recirculación}}{\text{Flujo volumétrico}} = \frac{0,06785 \text{ m}^3}{0,00126 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}} = 53,85 \text{ s [Ecuación 174]}$$

Por lo tanto, como se indica en la ecuación 174, desde que el agua sale de la bomba de alimentación (B3), pasa por la recámara del horno e ingresa a la caldera, transcurren aproximadamente 53,85 segundos.

3.2.4 Aislamiento térmico.

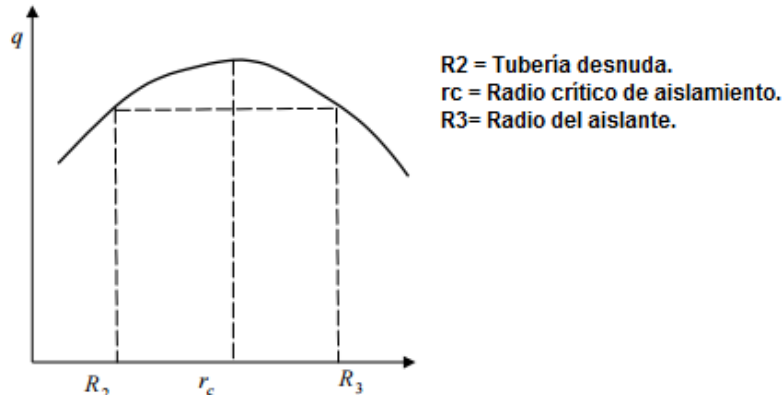
Para evitar las pérdidas de temperatura (disminuir el flujo de calor) en la tubería es fundamental realizar aislamiento térmico.

Para realizarlo hay que tener en cuenta que al aislar una pared plana, el grosor del aislante es directamente proporcional a la disminución del flujo de calor, mientras que para un tubo cilíndrico¹⁵⁵, como se muestra en la figura 65, si la tubería se encuentra desnuda (según la figura, R3=R2) se tiene un determinado flujo de calor, éste aumenta (contrario al objetivo buscado) cuando se le agrega aislante

¹⁵⁵ ESPESOR CRITICO de Aislante térmico [Anónimo] [en línea]: [s.n.], 8p. [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <[http://gecousb.com.ve/guias/GECO/Transferencia%20De%20Calor%201%20\(TF-2251\)/Material%20Te%C3%B3rico%20\(TF-2251\)/TF-2251%20Clase%206.pdf](http://gecousb.com.ve/guias/GECO/Transferencia%20De%20Calor%201%20(TF-2251)/Material%20Te%C3%B3rico%20(TF-2251)/TF-2251%20Clase%206.pdf)>.

hasta alcanzar un máximo el cual se obtiene cuando el radio del aislante coincide con el radio crítico de aislamiento (cuando $R_3=r_c$) y el flujo de calor disminuye cuando el radio del aislante es mayor al radio crítico de aislamiento ($R_3> r_c$).

Figura 65. Espesor crítico de aislamiento tubería.



Fuente: ANÓNIMO. Espesor crítico de Aislante térmico.

Según Cengel¹⁵⁶, el valor del radio crítico de aislamiento donde la razón de transferencia de calor alcanza un valor máximo, se determina a través del requisito de la ecuación 175.

$$\frac{d\dot{Q}}{dr_c} = 0 \text{ [Ecuación 175]}$$

Al derivar y despejar r_c de la ecuación 175, se obtiene que el radio crítico de aislamiento para un cuerpo cilíndrico corresponde a,

$$r_{c,\text{cilíndrico}} = \frac{K}{h} \text{ [Ecuación 176]}$$

Donde,

$r_{c,\text{cilíndrico}}$ = Radio crítico de aislamiento para un cuerpo cilíndrico [m].

K = Conductividad térmica del aislamiento [$\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$].

h = Coeficiente externo de transferencia de calor por convección [$\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$].

Cengel¹⁵⁷ también asegura que el valor del radio crítico alcanza un valor máximo cuando K es grande y h pequeño. Teniendo en cuenta diversos valores encontrados en la práctica para el caso de convección natural de los gases, el valor más bajo de h es de aproximadamente $5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ y la conductividad térmica de los materiales aislantes comunes es de aproximadamente $0,05 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$.

¹⁵⁶ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 161.

¹⁵⁷ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Op. Cit., p. 161.

°C. Por ende, asegura que probablemente el valor más grande de radio crítico corresponde a,

$$r_{c,m\acute{a}x.} = \frac{K_{m\acute{a}x,aislamiento}}{h_{min.}} = \frac{0,05 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}}{5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} = 0,01\text{m [1 cm]} \text{ [Ecuación 177]}$$

Tomando el valor del coeficiente externo de transferencia de calor por convección aproximado de $5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ y teniendo en cuenta diferentes materiales como cañuela y coquilla, se determinó de acuerdo al material el radio crítico de aislamiento para la tubería, como se muestra en la tabla 25.

Tabla 26. Radio crítico de aislamiento para la tubería.

Material	K (W/m * °C)	h (W/m2 * °C)	rc (m)	rc (mm)
Cañuela	0,034	5	0,0068	6,8
Coquilla	0,038	5	0,0076	7,6

Fuente: Propia.

La cañuela amplio rango¹⁵⁸ se suministra en dos medias cañas o secciones semicirculares en los siguientes espesores,

Tabla 27. Dimensiones cañuela amplio rango.

Diámetro nominal de la tubería (pulgada):	Espesor de aislamiento (+/- 1/8")
Desde 1/2" hasta 10"	1"
Desde 1/2" hasta 10"	1 1/2"
Desde 1" hasta 12"	2"
Desde 2" hasta 10"	3"

Fuente: FIBER GLASS COLOMBIA S.A. Cañuela amplio rango. Aislamiento térmico para tuberías.

Debido a que la tubería del sistema de integración energética (figura 27) tiene un diámetro nominal de 1", es recomendable un espesor de aislamiento de cañuela de 1 cm (siendo un valor mayor del radio crítico para cañuela), con el fin de disminuir el mayor flujo de calor.

Por otra parte, en el mercado hay disponible coquillas en rollos¹⁵⁹ con espesores de 6 a 9 mm. Como se muestra en la tabla 26, el radio crítico para coquilla es de

¹⁵⁸ FIBER GLASS COLOMBIA S.A. Cañuela amplio rango. Aislamiento térmico para tuberías [en línea]. Bogotá (Colombia): El autor, 2003 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cielotek.com/downloads/pdf/Ficha-Tecnica-Canuela-Cielotek.pdf>>.

7.6 mm, por consiguiente es recomendable para éste material un espesor de 9mm.

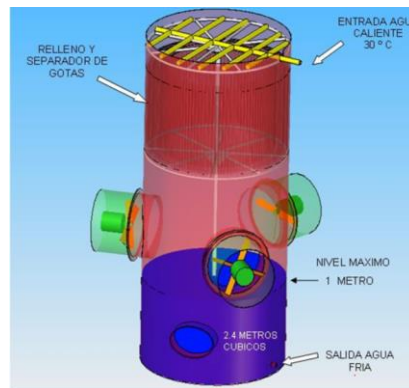
Para aislar térmicamente eficientemente un tubo cilíndrico el grosor del aislante debe ser mayor al radio crítico de aislamiento. A menor conductividad térmica del material aislante, mejor aislamiento y mayor ahorro energético. Al realizar una comparación entre cañuela y coquilla como material para aislante térmico (ver tabla 26), técnicamente es mejor utilizar cañuela debido a que posee menor conductividad térmica.

3.2.5 Refrigeración recámara del horno.

Debido a que el horno de recocido actualmente no tiene la posibilidad de cierre hermético por la falta de refrigeración en la recámara del mismo, en el presente capítulo se proporcionan dos métodos para su refrigeración.

El primero consiste en un sistema de refrigeración por medio de una torre de enfriamiento. La planta posee espacio suficiente para la ubicación de una torre de enfriamiento de tiro forzado, el diseño de la torre se podría realizar como el que se muestra en la figura 66.

Figura 66. Torre de enfriamiento de tiro forzado.

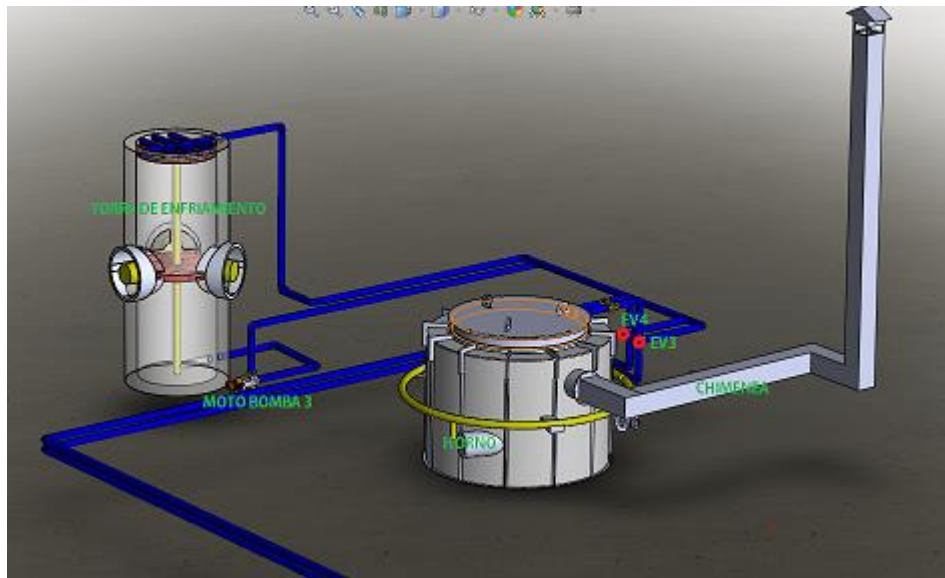


Fuente: Armalco S.A. Departamento de mantenimiento.

Como se muestra en la figura 67, la integración requiere de tubería de interconexión, dos electroválvulas (EV3 y EV4), una válvula de verificación y una bomba.

¹⁵⁹ ADVANCED INSULATION AND ENGINEERED FOAMS (ARMACELL). ARMAFLEX IT: el aislamiento flexible de espuma elastomérica para sistemas de aire acondicionado y refrigeración [en línea]. Madrid (España): La compañía [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.logismarket.es/ip/armacell-iberia-sl-aislamiento-flexible-de-espuma-elastomerica-172545.pdf>>.

Figura 67. Integración horno-torre de enfriamiento.



Fuente: Propia.

El sistema de refrigeración con el respectivo sistema de bombeo, tuberías, válvulas y accesorios integrados al sistema de integración energética se presentan en la figura 67.

Debido a que el diseño de una torre de enfriamiento requiere de cálculos detallados y su construcción presenta altos costos económicos, el segundo método consiste en un sistema de refrigeración por medio de un intercambiador de calor de tubos y coraza. La planta presenta las condiciones para la implementación del intercambiador con su respectivo sistema de bombeo, además cabe resaltar que el diseño requiere de cálculos más sencillos que los de la torre de enfriamiento y presenta menores costos de implementación.

3.2.6 Sistema de control.

Para el sistema de integración energética se diseñó un control aparte del de la caldera y del horno pero dependiente de los diferentes lazos de control que disponen actualmente cada uno (los cuales se detallan ...en las secciones 3.1.1.2 y 3.1.2.2...).

El factor a controlar es la temperatura de ingreso del fluido a la entrada de la caldera.

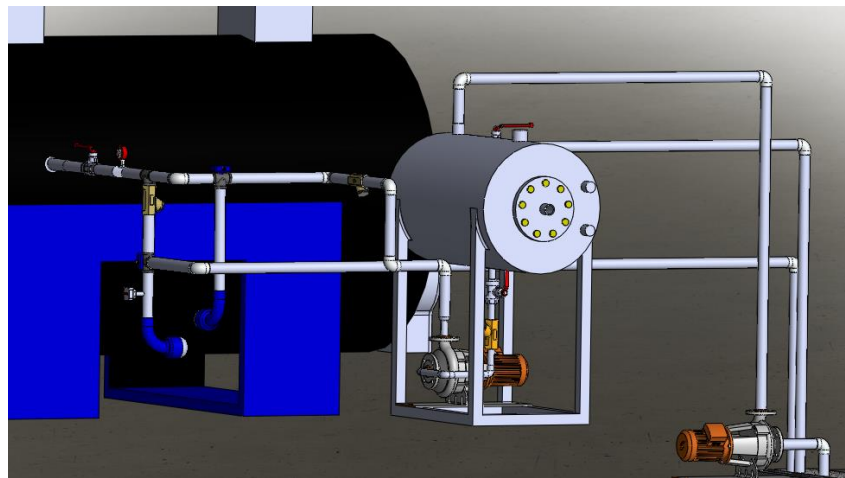
Teniendo en cuenta que el sistema de integración energética entre el horno y la caldera no es viable ya que el horno presenta un flujo de calor constante obteniendo una temperatura de salida del agua de la recámara muy baja, se

realizó el sistema de control suponiendo una temperatura de superficie de la recámara constante.

Como se describe ...en la sección 3.2.2.4..., suponiendo una temperatura de superficie constante, la temperatura de salida de agua es de aproximadamente 133,48°C, teniendo en cuenta algunas pérdidas de calor se considera que la temperatura del agua aproximada en el ingreso de la caldera es de 130°C.

El sistema cuenta con un retorno en la tubería al tanque de condensados (ver figura 68). Se ubicó un sensor de temperatura en la tubería antes del retorno con el fin de que si el agua no se encuentra a la temperatura ideal de ingreso a la caldera (130°C) retorne al tanque de condensados.

Figura 68. Retorno de la tubería al tanque de condensados y ubicación sensor de temperatura



Fuente: Propia

Además, para el diseño del sistema de control se tuvo en cuenta la ubicación de un sensor capacitivo en la mirilla del McDonnell en un nivel medio, con el fin de que cuando el nivel de agua en la caldera este bajando el sensor envíe una señal al sistema de control con el fin de que recircule el agua e ingrese a la caldera hasta que el nivel este bajo. Cabe mencionar que cuando el tiempo de reposo de la caldera es largo baja la temperatura del agua almacenada en la tubería, por consiguiente la recirculación del agua es necesaria.

Se seleccionó un sensor capacitivo por que teniendo en cuenta la constante dieléctrica que maneja detecta el agua las no el vidrio de la mirilla. Se debe contemplar que deberá proveer a su salida una señal negada, dado que cuando deje de detectar el agua (cuando el nivel de agua en la caldera se encuentre por debajo de su nivel medio, en otras palabras, cuando se esté desocupando la caldera) envíe la señal al sistema de control.

Para el diseño del sistema de control se tuvo que tener en cuenta todas las entradas, salidas y variables de estado del sistema, por lo tanto se realizó una matriz de estado la cual se encuentra en el anexo H.

En cuanto a las entradas, hay que considerar si el horno se encuentra encendido o apagado, igualmente la caldera, si el sensor de nivel de la caldera (McDonnell) detecta nivel bajo o nivel alto, si el agua de alimentación se encuentra o no a la temperatura ideal de ingreso y si el nivel del agua al interior de la caldera está o no disminuyendo. En la tabla 28 se muestran los diferentes estados de las señales de entrada del sistema.

Tabla 28. Estados de las entradas del sistema

<i>Entradas</i>	<i>Estados</i>
Horno	0 = Apagado
	1 = Encendido
Caldera	0 = Apagado
	1 = Encendido
Sensor de temperatura	0 = Temperatura < 130°C
	1 = Temperatura >= 130°C
Sensor capacitivo (negado)	0 = Detecta agua
	1 = No detecta agua
McDonnell	0 = Nivel bajo
	1 = Nivel alto

Fuente: Propia

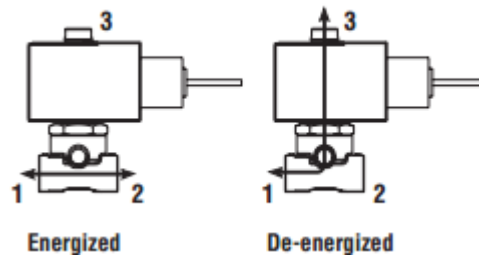
Con respecto a las salidas, como se muestra en la figura 70 se encuentran cuatro electroválvulas (EV1, EV2, EV3 y EV4) y tres motobombas, la bomba que se encuentra ubicada en el tanque de condensados (B1), la bomba seleccionada que alimenta la caldera (B2) y una bomba que permite la refrigeración de la recámara del horno (B3).

Se seleccionaron las electroválvulas que ofrece la empresa ASCO®¹⁶⁰ basadas en controlar el flujo de agua. Escogiendo la electroválvula 1(EV1) para un tamaño de tubería (NPT) de 2"-1", y para las restantes de 1"-1".

Las electroválvulas deben ser 3 vías 2 posiciones, con configuración universal como se muestra en la figura 69. Teniendo en cuenta que cuando se encuentren energizadas el fluido pasa directo, mientras que cuando estén des energizadas el fluido fluye por la ramificación.

¹⁶⁰ EMERSON INDUSTRIAL AUTOMATION. Ascovalve. [en línea] [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.ascovalve.com/>>.

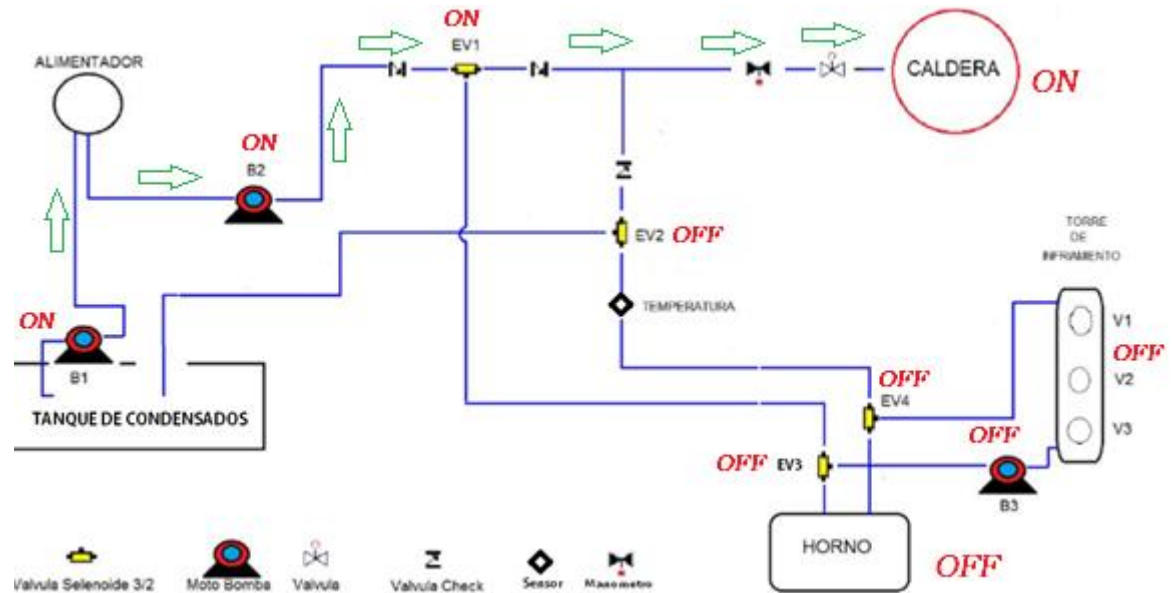
Figura 69. Configuración universal electroválvulas 3 vías 2 posiciones.



Fuente: EMERSON INDUSTRIAL AUTOMATION. Ascovale.

Como se muestra en la matriz de estado (anexo H), los 8 primeros casos no se presentan en el sistema. En el caso número 9, la caldera se encuentra encendida y las otras entradas en "0", por ende como el McDonnell detecta nivel bajo en la caldera, ésta requiere carga de agua, por lo tanto EV1 se energiza permitiendo el paso del fluido directo y las bombas del tanque de condensados (B1) y del tanque de alimentación (B2) también se energizan permitiendo el flujo de agua. En la figura 67 se presenta el proceso que ocurre cuando sucede el caso 9.

Figura 70. Proceso sistema de integración energética: caso 9 de la matriz de estados.



Fuente: Propia

En el caso 10 se presentan las mismas condiciones que en el caso 9 pero el McDonnell detecta el nivel de agua alto en la caldera, por lo tanto las bombas deben estar apagadas y los lazos de control de la caldera encontrarse en proceso.

En el caso 11 la caldera continúa encendida, el sensor capacitivo encendido y las demás entradas en “0”. Por ende, debido a que el McDonnell detecta nivel bajo y el sensor capacitivo no detecta agua, EV1, B1 y B2 se energizan, permitiendo la entrada del agua a la caldera. Por lo tanto, el proceso es el mismo del caso 9, el cual se presenta en la figura 70.

En el caso 12, al igual que en el 10 las bombas no deben estar energizadas debido a que la caldera está encendida, el horno apagado y el sensor capacitivo con el McDonnell en “1”, por lo tanto el nivel de la caldera está bajando pero no ha llegado al nivel bajo.

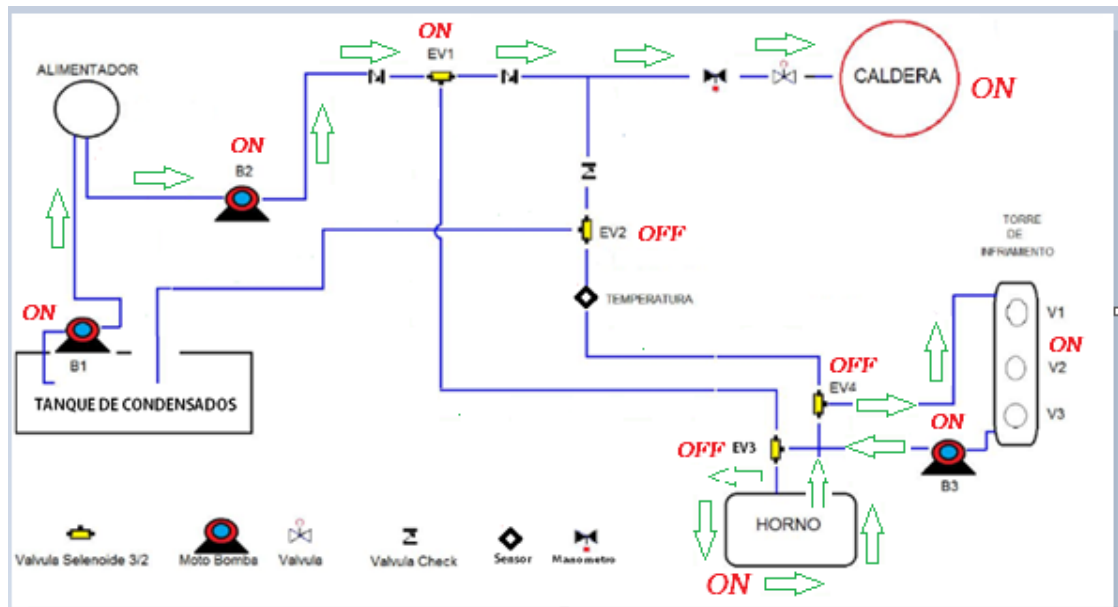
En el caso 13, la caldera continúa encendida y el horno apagado, contrario al caso anterior, el sensor capacitivo con el McDonnell están en “1”, y el sensor de temperatura detecta que el agua se encuentra a una temperatura $\geq 130^{\circ}\text{C}$. Por consiguiente, a pesar que el agua se encuentra a una temperatura alta, debido a que el horno se encuentra apagado el agua ingresa directamente a la caldera, igual que el caso 9 y 15.

En el caso 14 y 16, debido a que el McDonnell detecta nivel alto en la caldera, ésta no necesita alimentación de agua, por ende, al igual que en los casos 10 y 12 las bombas deben encontrarse apagadas.

De los casos 17 al 24 debido a que el horno está prendido y la caldera apagada, solo se energiza la bomba 3 (B3) y las electroválvulas EV3 y EV4 deben estar desenergizadas permitiendo el paso del fluido en ramificación, refrigerando la recámara del horno.

Mientras que en el caso 25, tanto el horno como la caldera están encendidos. A pesar que el horno se encuentre encendido el sensor de temperatura manifiesta que la temperatura del agua se encuentra baja y el McDonnell detecta nivel bajo de agua en la caldera pero el sensor capacitivo detecta agua en la mirilla, por ende la caldera se está alimentando directamente del tanque de alimentación sin que el fluido pase por la recámara del horno y ésta se encuentra en proceso de refrigeración por medio de la torre de enfriamiento o el intercambiador de calor. Entonces, EV1 está energizada y B1 y B2 encendidas permitiendo el paso del agua directamente desde el tanque de alimentación, EV3 y EV4 desenergizadas y B3 encendida permitiendo la refrigeración. En la figura 71 se presenta el proceso que ocurre cuando sucede el respectivo caso.

Figura 71. Proceso sistema de integración energética: caso 25 de la matriz de estados.



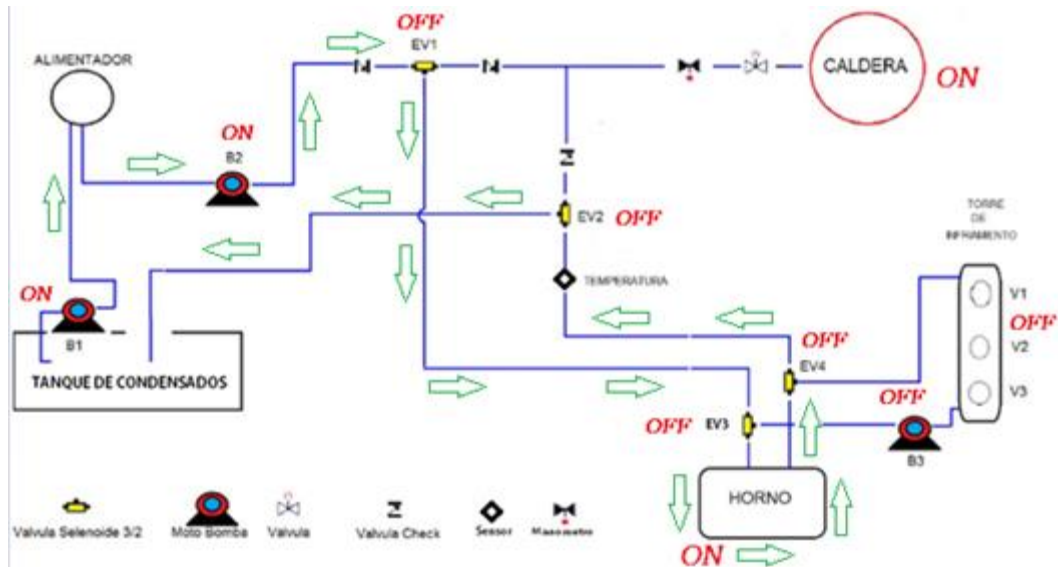
Fuente: Propia

En el caso 26, el horno y la caldera se encuentran encendidos, además el McDonnell está en "1" y el sensor capacitivo detecta agua en la mirilla (el nivel de agua en la caldera es alto), por lo tanto no requiere de alimentación.

El caso 27 presenta las mismas condiciones de entrada del caso 25 excepto que el sensor capacitivo no detecta agua en la mirilla, por consiguiente el nivel de agua en la caldera es bajo y requiere de alimentación. Además, teniendo en cuenta que el sensor de temperatura detecta que el agua se encuentra a baja temperatura, las condiciones de salida son las mismas del caso 25.

En el caso 28 el horno y la caldera continúan encendidos y el sensor de temperatura detectando temperatura baja del agua. En este caso tanto el sensor capacitivo como el McDonnell se encuentran en "1". Por ende, la caldera se está desocupando. Con el fin de permitir la recirculación del agua por el sistema hasta que el sensor de temperatura detecte una temperatura en el fluido alta y el nivel de agua en la caldera este bajo, EV1 y EV2 deben estar desenergizadas permitiendo el paso por ramificación, EV3 y EV4 energizadas permitiendo el paso directo del fluido hacia el horno y viceversa, y B1 y B2 deben estar encendidas. En la figura 72 se presenta el proceso que ocurre cuando sucede el respectivo caso.

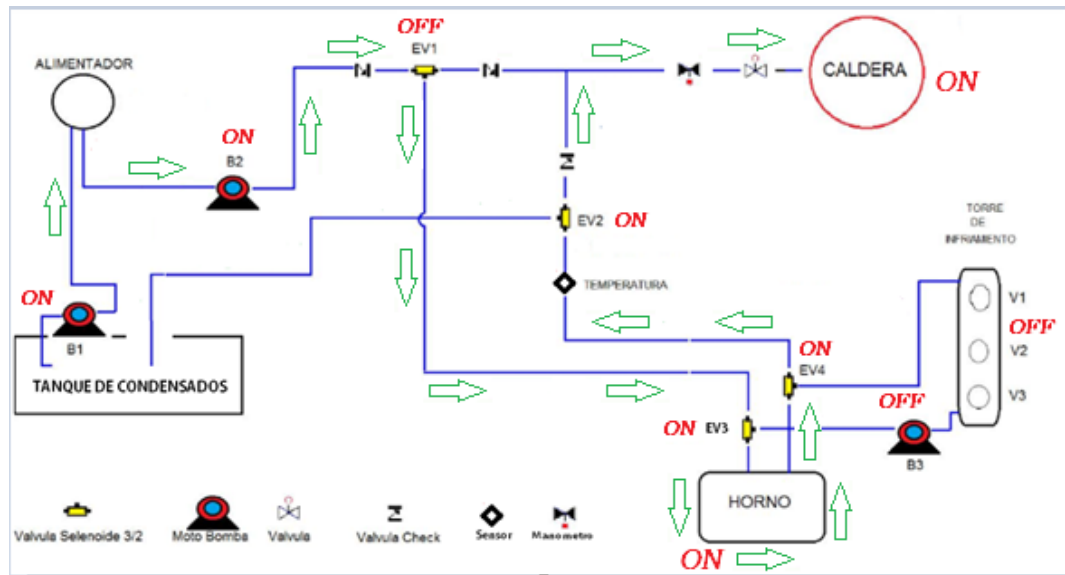
Figura 72. Proceso sistema de integración energética: caso 28 de la matriz de estados.



Fuente: Propia.

En el caso 29 sigue encendida la caldera y el horno, el sensor de temperatura detecta temperatura del fluido alta y debido a que tanto el sensor capacitivo como el McDonnell están en “0”, se está llenando la caldera. Por lo tanto, las condiciones de salida son las mismas del caso 25 menos EV2, la cual debe estar energizada permitiendo el paso directo del fluido hacia la caldera. En la siguiente figura se presenta el respectivo caso.

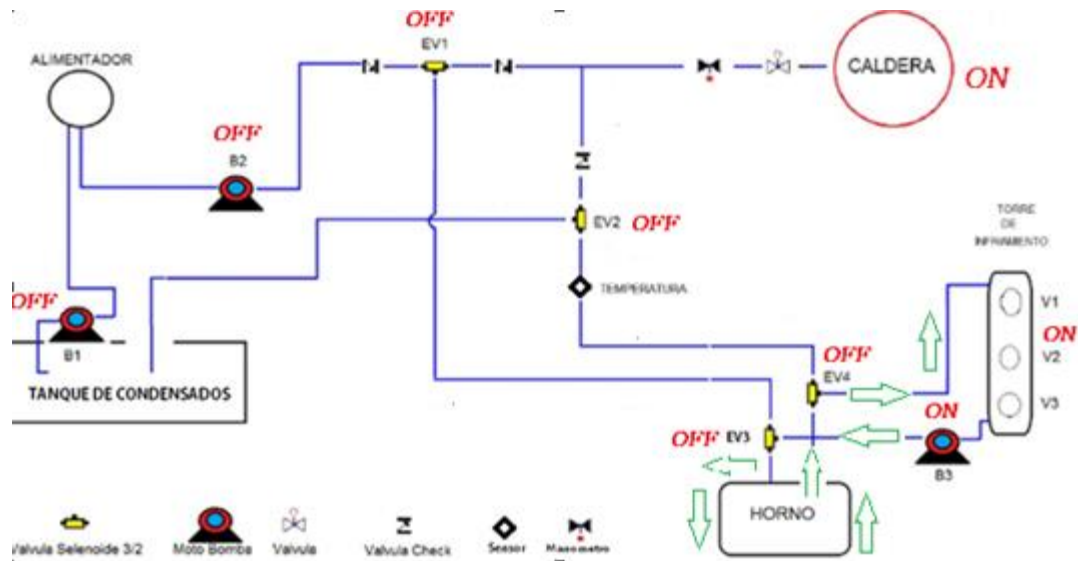
Figura 73. Proceso sistema de integración energética: caso 72 de la matriz de estados.



Fuente: Propia

El caso 30 presenta las mismas condiciones de entrada del caso anterior excepto que el McDonnell detecta nivel alto de agua en la caldera. Por consiguiente, la caldera no requiere de alimentación pero el horno, debido a que se encuentra encendido, necesita refrigeración. EV3 y EV4 deben estar desenergizadas permitiendo el paso del fluido por ramificación y B3 encendida permitiendo la refrigeración. En la figura 72 se presenta el proceso que ocurre cuando sucede el respectivo caso.

Figura 74. Proceso sistema de integración energética: caso 30 de la matriz de estados.



Fuente: Propia

En el caso 31 la caldera y el horno están encendidos, el sensor de temperatura detecta que el fluido se encuentra a una temperatura mayor o igual a 130°C, el sensor capacitivo no detecta agua en la mirilla y el McDonnell detecta nivel bajo del agua en la caldera. Por ende, el fluido recibe transferencia de calor por parte del horno mientras pasa por la recámara e ingresa a la caldera. Las condiciones de salida son las mismas del caso 29, por lo tanto, el proceso se muestra en la figura 72

Por último, en el caso 32 todas las entradas se encuentran en "1". Debido a que el sensor capacitivo no detecta agua en la mirilla pero el McDonnell detecta un nivel alto, la caldera se está desocupando, igual que el caso 28. Por lo tanto, con el fin de permitir la recirculación del agua por el sistema, las condiciones de salida son las mismas del caso 28, por lo tanto, el proceso se muestra en la figura 72.

Cabe mencionar que el símbolo "-" en la matriz de estados (anexo H) significa que no importa el estado en que se encuentre el actuador o la electroválvula

El esquema eléctrico del respectivo sistema se presenta en el anexo I, donde KM1, KM2 y KM3 corresponden a B1, B2 y B3 respectivamente.

Debido a que se diseñó el control del sistema por medio de lógica cableada el sensor de temperatura requiere de un controlador de temperatura programado para una temperatura máxima de 130°C.

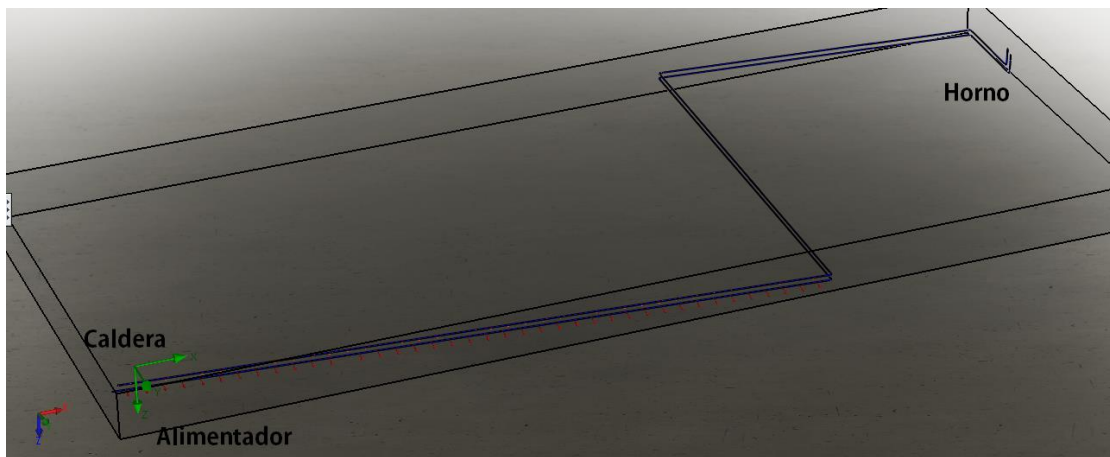
3.2.7 Simulación del proceso con integración energética.

Con el fin de realizar la simulación de proceso con integración energética hay que tener en cuenta los datos anteriormente calculados.

En esta parte la tubería que se puede observar en la figura 75 sería la tubería a implementar en este diseño de integración energética. Para poder lograr que la simulación sea exitosa se debe extraer los demás elementos con el fin de solo visualizar la tubería diseñada.

Luego de separar la tubería de todo el sistema CAD se inició la creación del proyecto con el asistente WIZARD como se explicó con anterioridad.

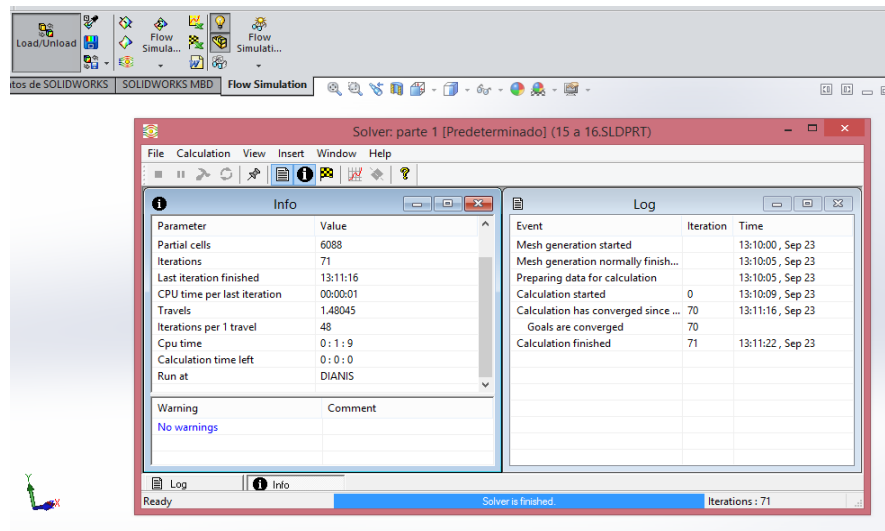
Figura 75. Simulación de velocidad y presión



Fuente: Propia

En la figura 76 se evidencia la ventana que se visualiza a la hora de utilizar el comando RUN. Para poder ejecutar esta función el computador deber estar conectado a internet ya que los cálculos son realizados con ayuda del sistema matriz de *SolidWorks*.

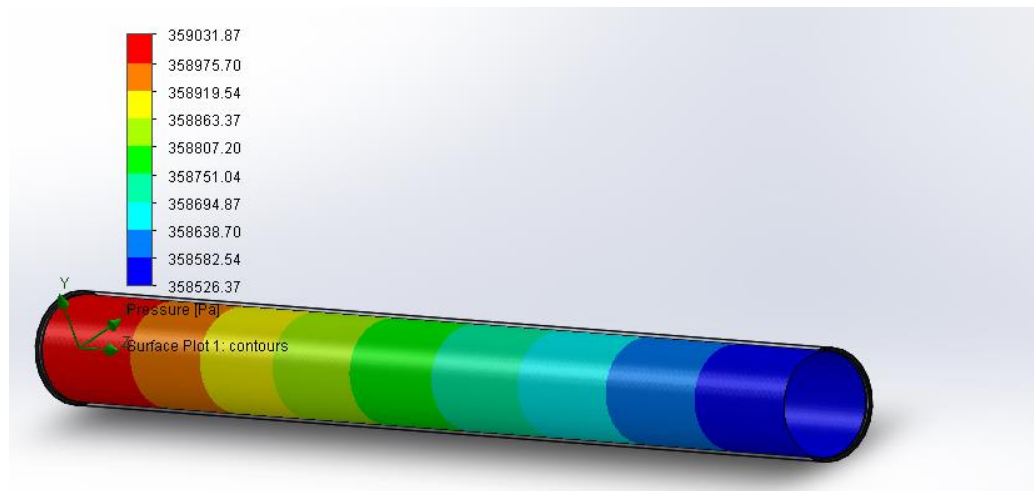
Figura 76. Comando RUN



Fuente: Propia.

Al finalizar los cálculos del simulador seguimos con los paso ya mencionados en el árbol de análisis para poder visualizar las simulación de velocidad y presión en la tubería a implementar. En la figura 77 se muestra la simulación de la presión (una sección).

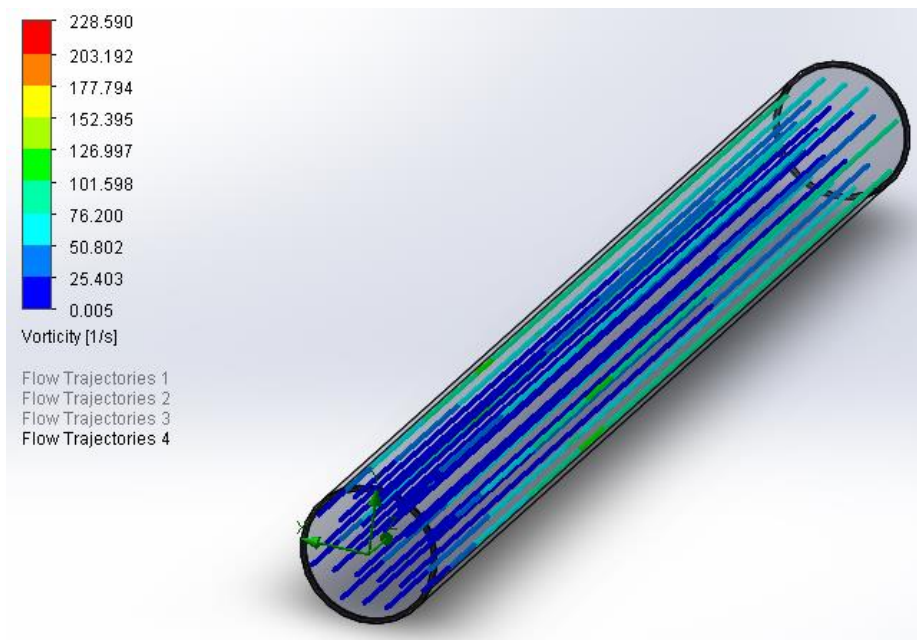
Figura 77. Simulación de presión



Fuente: Propia.

También es importante tener en cuenta la simulación de la velocidad que tendrá el flujo de agua en la tubería. En las figuras 74 y 75 se visualiza el comportamiento que tendrá el fluido a una velocidad de 1.982 m/s.

Figura 78. Simulación de velocidad del flujo del fluido en el sistema de integración energética (por secciones).



Fuente: Propia.

Esta simulación evidencia que los cálculos teóricos no se alejan de los cálculos obtenidos por la simulación.

3.3 PLAN DE MANTENIMIENTO PARA LA EMPRESA IDECOL S.A.

Con el fin de incrementar el porcentaje de eficiencia energética en la empresa Idecol, se plantearon estrategias de mejoras en la utilización de la maquinaria, fomentando comportamientos, métodos de trabajo y técnicas de operación y mantenimiento de maquinaria.

Es necesario que toda la maquinaria y equipos existentes funcionen de la forma más óptima posible realizando un mantenimiento adecuado con alto grado de compromiso, metodología idónea y cantidad de recursos apropiados minimizando averías, bajos rendimientos, entre otros. Para el cumplimiento de las necesidades anteriores se diseñaron y establecieron procedimientos para mantenimiento preventivo y correctivo.

Cabe destacar que en la empresa ya existían procedimientos establecidos, pero éstos no eran idóneos, no se llevaban a cabo y contenían registros desactualizados, por ende no se llevaba control de los mismos.

Para cada procedimiento se definieron las actividades y responsables para la realización del mantenimiento (preventivo o correctivo), con el fin de garantizar agilidad y eficacia en cada intervención y brindar óptimas condiciones de operación en los equipos que inciden en la calidad de los productos, los cuales aplican a las áreas de mantenimiento, producción, laboratorio, y otras áreas de la empresa que requieran servicios del departamento de mantenimiento.

En los procedimientos se detallan los formatos que se estandarizaron para llevar a cabo la realización del mantenimiento, describiendo su correcto diligenciamiento y proceso de ejecución del mismo.

Cabe destacar que en cada procedimiento se anexa un diagrama de flujo del proceso. Así mismo, todos los documentos se encuentran verificados y aprobados por el director de mantenimiento de la compañía.

Por otra parte, teniendo en cuenta que es fundamental la documentación del proceso paso a paso de operación y la continua verificación del correcto funcionamiento de maquinaria (teniendo en cuenta la rotación de personal), con el fin de estandarizar procesos y establecer capacitaciones se establecieron patrones operacionales donde se tienen en cuenta las necesidades anteriormente mencionadas.

Con la gestión de mantenimiento realizada se lograron disminuir los porcentajes de tiempo muerto, por ende aumentó la disponibilidad de la maquinaria. En el anexo J, se muestran los indicadores de gestión obtenidos de enero a mayo del 2015.

4. CONCLUSIONES

Al ingresar el agua a la caldera con una temperatura elevada mejora la eficiencia de ésta, disminuye el consumo de gas y así mismo las emisiones de CO₂ a la atmósfera.

La transferencia de calor del horno hacia el fluido que recircule por su recámara es despreciable ya que la razón de transferencia de calor es constante. Si la temperatura de superficie fuera constante la transferencia de calor sería alta.

Por medio de la investigación realizada se determinó que el sistema de integración energética entre el horno utilizado para el recocido de alambre de la empresa Armalco S.A y la caldera de la compañía Idecol S.A, el cual se diseñó con el fin de obtener un precalentamiento del agua de alimentación de la caldera y se encuentra detallado en el presente trabajo no es viable debido a las características del horno.

En el proceso del levantamiento del sistema actual se evidenció una inconformidad con la compañía de gas natural debido a que el consumo de gas durante el mes de marzo no concordaba con lo facturado. Se realizó la gestión, obteniendo una nota crédito por concepto de ajuste de consumo para la compañía por valor de \$5.057.581 (ver Anexo K).

A pesar de los resultados obtenidos durante la investigación (la no viabilidad del sistema), fue significativo para la empresa la realización de la investigación.

Con el diseño, implementación y capacitación de procedimientos de mantenimiento y patrones operacionales de maquinaria, como se indica en el anexo J, los indicadores de gestión obtenidos reflejan control de la disponibilidad de la maquinaria en la compañía.

Además, la gestión de mantenimiento realizada aportó significativamente en el proceso de certificación ISO 9001 y 14001 de la compañía (ver anexo K).

5. RECOMENDACIONES

Teniendo en cuenta el último mantenimiento preventivo general semestral que se le realizó a la caldera, en el acta entregada por la empresa realizan las siguientes recomendaciones, las cuales no se han tenido en cuenta y son importantes en el área de mantenimiento y mejora de la eficiencia energética.

- ✓ Realizar mantenimiento preventivo bimensual.
- ✓ Colocar el respectivo aislamiento a la tubería de suministro de vapor.
- ✓ Cambiar manómetro de 0-200 psi.
- ✓ Realizar cambio de electrodo.
- ✓ Realizar cambio de presostato.

Durante el mantenimiento se evidenció que la caldera presenta incrustaciones altas (como se muestra en la Figura 79), por lo tanto es recomendable tener más seguimiento y control en el suministro del tratamiento químico y activación del suavizador.

Figura 79. Incrustaciones presentes en la caldera



Fuente: Propia.

También se considera que la empresa debe tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- ✓ Se recomienda mantener la producción de poliestireno expandido por encima de 28500 kg al mes con el fin de mantener un precio estable el consumo de gas por kg.
- ✓ Cabe destacar que es importante tener en cuenta que la caldera se encuentra operando al 65.83% de su capacidad nominal, por lo tanto, tiene la capacidad para que la producción aumente un 34.17%.
- ✓ Con el fin de reducir el consumo de energía es necesaria la pronta eliminación de fugas de vapor en equipos y circuitos.
- ✓ Es fundamental el cambio del regulador de presión del pre-expansor ya que este no se encuentra en óptimas condiciones de operación.
- ✓ Al tanque subterráneo de la caldera le ingresan condensados de la bloquera y del pre-expansor. Estos condensados se están perdiendo, ya que el tanque se encuentra abierto. Se recomienda el sellamiento de este.
- ✓ Se aconseja la rehabilitación del sistema de trampas de vapor, asimismo, rehabilitación y reposición del aislamiento térmico en tuberías de vapor, así como en equipos y circuitos de proceso.
- ✓ Es necesario el control y rotación en los tiempos de descanso del personal operativo ya que un tiempo alto aumenta el consumo de combustible en la caldera debido a que el agua baja su temperatura.
- ✓ Se recomienda realizar gestión de stocks.

Para la mayoría de las acciones mencionadas requieren de aplicación continua y permanente.

Específicamente, se realizan las siguientes recomendaciones para la correcta operación y mantenimiento de la caldera. Los operarios deben estar familiarizados con diversos principios fundamentales, como:

- ✓ Los operarios deben estar familiarizados con el mantenimiento.
- ✓ Verificación del bajo nivel y acciones requeridas por el operario para minimizar los daños que la falta de agua puede causar.
- ✓ Corte por bajo nivel de agua, probando para estar seguro si funciona. Una vez por turno. Una vez al mes probar las válvulas de seguridad, levantando la palanca y desplazando el asiento de la válvula suavemente. Si la válvula no despega, es un indicativo de que el óxido o materias del agua de la caldera están obstruyendo la válvula y se necesitan correcciones o reparación. La caldera debe ponerse en seguridad y no funcionar hasta que no se elimine el defecto de la válvula de seguridad.

- ✓ Los quemadores deben mantenerse limpios, libres de pérdidas y con la llama ajustada de modo que no toque las paredes laterales chapas y tubos. La seguridad de la llama debe ser comprobada cada turno para estar seguro de que están en correcto orden de funcionamiento y así prevenir y evitar explosiones en el hogar. Las partes internas de la caldera deben mantenerse libres de deposiciones, lodos o aceite mediante un tratamiento adecuado del agua y procedimiento de purga para evitar recalentamientos, bolsas y depósitos en chapas, tubos y válvulas, y evitar así mismo una rotura o explosión importantes.
- ✓ El exterior de la caldera debe mantenerse limpio y seco, no se debe permitir la acumulación de producto.
- ✓ Las fugas o pérdidas son un signo de peligro en el sistema de la caldera, deben ser reparadas inmediatamente por el posible peligro que implican además que aceleran la corrosión y desgaste de los componentes del sistema.
- ✓ Todas las conexiones y pertenencias de la caldera deben mantenerse en buen estado de trabajo para conseguir una marcha y funcionamiento eficientes, prevenir y evitar paradas forzosas.
- ✓ La purga debe hacerse después de todo encendido o puesta en marcha para limpiar los pasos del hogar de todo combustible inquemado y así evitar explosiones del lado del hogar.
- ✓ Realizar adecuadamente el tratamiento del agua de alimentación de la caldera según las directrices establecidas. Esto ayudará a evitar el crecimiento de depósitos y gases disueltos en el agua, eliminando la formación de ácidos que pueden provocar corrosión en el sistema y ayudar a mantener el rendimiento de ésta.
- ✓ Mantener la purga adecuada para remoción de lodos que se puedan desarrollar en el agua de la caldera.

También es fundamental la implementación de algún sistema de refrigeración para la recámara del horno de recocido debido a que como se mencionó en capítulos anteriores, mejora su eficiencia reduciendo el consumo de gas y por lo tanto disminuye las emisiones de CO₂ a la atmósfera, y evita la oxidación del alambre en el proceso de recocido.

BIBLIOGRAFÍA

ADVANCED INSULATION AND ENGINEERED FOAMS (ARMACELL). ARMAFLEX IT: el aislamiento flexible de espuma elastomérica para sistemas de aire acondicionado y refrigeración [en línea]. Madrid (España): La compañía [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.logismarket.es/ip/armacell-iberia-sl-aislamiento-flexible-de-espuma-elastomerica-172545.pdf>>.

ARMALCO S.A. [en línea] [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.armalco.com/>>.

ARMIJO C., Javier y SALAS C., Gilberto. Ahorro de energía en una caldera utilizando economizadores [en línea]. Lima (Perú): Universidad Nacional Mayor de San Marcos, 2008 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://revistasinvestigacion.unmsm.edu.pe/index.php/quim/article/download/4893/3969>>.

AUTONIC. Serie TZ4ST/TZ4STSP Manual [en línea]. La compañía [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.electricasbc.com/pdf/tz4st_espanol.pdf>.

BECERRA RODRÍGUEZ, Noé. Nuevas formas de vinculación academia- empresa: la visión de las empresas [en línea]. Xochimilco (México): Universidad Autónoma Metropolitana Xochimilco, diciembre 2008 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <<http://dcsh.xoc.uam.mx/ecocambiotec/TesisMaestria/76BecerraNoe2009.pdf>>.

BOMBAS CENTRIFUGAS [Anónimo]. Capítulo 5 [en línea]: [s.n.], 2008 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<https://avdiaz.files.wordpress.com/2008/10/bombas.pdf>>.

BOMBAS IDEAL S.A. Datos técnicos de hidráulica, bombas. Valencia (España): La compañía. 2005 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.bombas-ideal.com/Catalogos/LIBRO%20HIDRAULICA%20%5BD-250112%5D.pdf>>.

BONILLA, Javier, *et. al.* Termodinámica de equipos industriales: eficiencia energética de una caldera [en línea]. Guatemala: Universidad Rafael Landívar, 2009 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.tec.url.edu.gt/boletin/URL_13_QUI03.pdf>.

BOTIA BECERRA, Javier y PARRA CONTRERAS, Manuel. Simulación y cuantificación del ahorro energético de una caldera pirotubular bajo control on-off y continuo [en línea]. Bucaramanga (Colombia): Universidad Industrial de Santander, 2005 [citado en 2 de octubre de 2015] Disponible en internet: <<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/6144/2/118460.pdf>>.

CASAS DUARTE, Benjamín. Tutorial CaDe_SIMU [en línea]. Veracruz (México): Universidad Tecnológica de Gutierrez Zamora, junio de 2015 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://es.slideshare.net/gargakuichin/tutorial-cadesimu>>.

CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones. 4 ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. 920p. ISBN: 978-0-07-339812-9.

CENTRO DE AHORRO Y EFICIENCIA ENERGÉTICA DE MADRID. Guía de ahorro energético, instalaciones industriales [en línea]. Madrid (España): la institución, 2006 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-ahorro-energetico-instalaciones-industriales-fenercom.pdf>>.

COLOMBIA. CONGRESO DE LA REPUBLICA. Ley 1665 (16, Julio, 2013). Por medio del cual se aprueba el “Estatuto de la agencia internacional de energías renovables (IRENA)”, hecho en Bonn, Alemania, el 26 de Enero de 2009. Bogotá D.C., 2013, 63p.

COLOMBIA. CONGRESO DE LA REPUBLICA. Ley 1715 (13, Mayo, 2014). Por medio de la cual se regula la integración de las energías renovables no convencionales al sistema energético nacional. Bogotá D.C., 2014, 26p.

COLOMBIA. UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA (UPME). Ley 629. (27, diciembre, 2000). Por la cual se ratifica el Protocolo de Kyoto [en línea] [citado en 2 de octubre de 2015] Disponible en internet: <https://unfccc.int/files/adaptation/adverse_effects_and_response_measures_art_48/application/pdf/200310_ed_paper_colombia.pdf>.

COMISIÓN NACIONAL PARA EL AHORRO DE ENERGÍA (México). Eficiencia en calderas y combustión [en línea]. México D.F: La institución, mayo 2007 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.cnpmi.org.mx/ucatee/ee/docs/Calderas_02.pdf>.

DASSAULT SYSTÈMES SOLIDWORKS CORP. Por qué Solidworks flow simulation es la opción perfecta para los ingenieros de producto [en línea]. México [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.intelligy.com.mx/archivos/solidworks-flow.pdf>>.

DASSAULT SYSTÈMES SOLIDWORKS CORP. SOLIDWORKS Flow Simulation [en línea]. España: la compañía [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/flow-simulation.htm>>.

ECONEXT. Calidad de agua para generadores de vapor [en línea]. México: la compañía [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.cnpmi.org.mx/ucatee/ee/docs/informacion_calderas_ciclos_de_concentracion.pdf>.

EMERSON INDUSTRIAL AUTOMATION. Ascovalve. [en línea] [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.ascovalve.com/>>.

ESPESOR CRÍTICO de Aislante térmico [Anónimo] [en línea]: [s.n.], 8p. [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <[http://gecousb.com.ve/guias/GECO/Transferencia%20De%20Calor%201%20\(TF-2251\)/Material%20Te%C3%B3rico%20\(TF-2251\)/TF-2251%20Clase%206.pdf](http://gecousb.com.ve/guias/GECO/Transferencia%20De%20Calor%201%20(TF-2251)/Material%20Te%C3%B3rico%20(TF-2251)/TF-2251%20Clase%206.pdf)>.

FIBER GLASS COLOMBIA S.A. Cañuela amplio rango. Aislamiento térmico para tuberías [en línea]. Bogotá (Colombia): El autor, 2003 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cielotek.com/downloads/pdf/Ficha-Tecnica-Canuela-Cielotek.pdf>>.

GARCIA BAUZA, Cristian, *et. al.* Solución de problemas de convección y conducción de calor mediante el método CV-RBF [en línea]. Tandil (Argentina): Asociación Argentina de Mecánica Computacional, 2009 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cimec.org.ar/ojs/index.php/mc/article/viewFile/2795/2735>>.

GAS NATURAL FENOSA. Estudio de eficiencia energética en la PYME [en línea]. [s.l]: la compañía, 2009 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <<http://www.gasnaturalfenosa.com/servlet/ficheros/1297126045058/967%5C181%5CEiee2012,0.pdf>>.

GOMEZ CLERENCIA, Julián. Comparación de dos métodos para el cálculo del rendimiento de calderas: código ASME PTC-4 y estándar en 12952–15 [en línea]. Zaragoza (España): Centro

Politécnico Superior de la Universidad de Zaragoza, 2011 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://invenio2.unizar.es/record/5542/files/TAZ-PFC-2011-002.pdf>>.

GRACIA CALANDIN, Luis y PEREZ VIDAL, Carlos. Modelado de Sistemas Dinámicos, Aplicaciones. Alicante (España). Editorial Club Universitario. 98p. ISBN. 84-8454-422-2.

HERNANDEZ, Pablo. Ingeniería de detalle para la integración energética entre un horno de producción de pigmentos vítreos y los hornos de una planta de calcinación de estuco [en línea]. Uruguay: Indisa. S.A. [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://aiquruguay.org/congreso/download/P8.pdf>>.

HONEYWELL INTERNACIONAL INC. C7027A, C7035A, C7044A, C7927A Minipeeper Ultraviolet Flame Detectors [en línea]. Toronto (Canadá): La compañía, 2007 [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cavalieri.com.ar/uploads/products/587457d861714310d953391f885ecd8c861f9a71.pdf>>.

IDECOL S.A. [en línea] [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.idecol.com.co/>>.

INTERCAMBIADORES DE calor [Anónimo] [en línea]. España: [s.n.], 2011 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2011/447/42501/1/Documento15.pdf>.

ITT. Considering the alternatives to the McDonnell & Miller Series 150 mercury LWCO [en línea]. La compañía [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.interstatecontrols.com/customers/downloads/industry/mm_mercury_alternatives.pdf>.

JARAMILLO CHICA, Esteban y SANCHEZ COSSIO, Javier Arley. Desarrollo de una metodología para síntesis, optimización y diagnóstico de redes de transferencia de calor (HEN) - Tratamiento de problemas con corrientes isotérmicas [en línea]. Medellín (Colombia): Universidad EAFIT, 2009 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <https://repository.eafit.edu.co/bitstream/handle/10784/359/Esteban_JaramilloChica_2009.pdf?sequence=1>.

JARAMILLO, O. Intercambiadores de calor [en línea]. México: Universidad Autónoma de México. Centro de investigaciones de energía, 2007 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>>.

KARL DUNGS INC. EMP-5 Drive Modulating Actuator Installation Instruction [en línea]. USA: La compañía, 2014 [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <https://www.dungs.com/fileadmin/media/Downloads/DBs_BMAs/261483.pdf?1417182849>.

KOHAN, Anthony Lawrence. Manual de calderas. Principios operativos de mantenimiento, construcción, instalación, reparación, seguridad, requerimientos y normativas. Madrid (España): McGraw-Hill, 2000, vol 1. ISBN: 84-481-2800-1.

MEJORAMIENTO DEL sistema de abastecimiento de vapor para la planta Ferrero del Ecuador utilizando PLC [Anónimo] [en línea]. Quito (Ecuador): [s.n.] [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/325/1/CD-0307.pdf>>.

MENDOZA CARRANZA, Javier, QUISPE LEON, Sandra y VILCAPOMA SARMIENTO, María. Torres de enfriamiento [en línea]. Callao (Perú): Universidad Nacional del Callao, facultad de

Ingeniería Química, 2007 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://galeon.com/jackzavaleta/balw6.pdf>>.

MEZU VILLEGAS, Jhonatan. Diseño del lazo de control de combustión para la regulación del vapor vivo en una caldera industrial [en línea]. Cali (Colombia): Universidad Autónoma de Occidente, 2012 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://bdigital.uao.edu.co/bitstream/10614/3182/1/TMK01026.pdf>>.

MINISTERIO DE AMBIENTE Y DESARROLLO SOSTENIBLE DE LA REPUBLICA DE COLOMBIA. Protocolo Kioto [en línea]. Colombia: la entidad [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<https://www.minambiente.gov.co/index.php/component/content/article?id=458:plantilla-cambio-climatico-14>>.

MINISTERIO DE MINAS Y ENERGIA (REPÚBLICA DE COLOMBIA). Mecanismos e instrumentos financieros para proyectos de eficiencia energética en Colombia [en línea]. Bogotá (Colombia): Unidad de planeación minero energética (UPME), 2011 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en Internet: <<http://www.si3ea.gov.co/LinkClick.aspx?fileticket=8%2BgUyAt%2BRXA%3D&tabid=90&mid=449&language=es-CO>>.

MINISTERIO DE RELACIONES EXTERIORES DE LA REPÚBLICA DE COLOMBIA. Cambio Climático [en línea]. Colombia: CANCELLERÍA COLOMBIANA [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cancilleria.gov.co/international/politics/environmental/climate>>.

MOTT, Robert L. Mecánica de fluidos. 6 ed. México D.F: Pearson, 2006. 644 p. ISBN: 970-26-0805-8

OELKER BEHN, Arnulfo. Análisis de la eficiencia en calderas [en línea]. Santiago de Chile: Thermal Engineering LTDA [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.thermal.cl/prontus_thermal/site/artic/20110602/asocfile/20110602102250/articulo___eficiencia_en_calderas.pdf>.

ORGANIZACIÓN INTERNACIONAL DE NORMALIZACIÓN (ISO). Sistema de Gestión de Energía ISO 50001 [en línea]. Ginebra (Suiza): El instituto, 2011. 16p. [citado en 2 de octubre de 2015]. ISBN: 978-92-67-10552-9. Disponible en internet: <http://www.iso.org/iso/iso_50001_energy-es.pdf>.

ORGANIZACIÓN PANAMERICANA DE LA SALUD. Guías para el diseño de estaciones de bombeo de agua potable [en línea]. Lima (Perú): la organización, 2005 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.bvsde.paho.org/bvsacg/guialcalde/2sas/d23/023_Disenostaciones_bombeo/Dise%C3%B1o%20estaci%C3%B3n%20de%20bombeo.pdf>.

PALOMINO INFANTE, Alfredo. Análisis pinch y su contribución a la integración de procesos [en línea]. Lima (Perú): SPMAC Organización, 2004 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtualdata/publicaciones/rsqp/n3_2004/a06.pdf>.

PANANA GIRIO, Alberto Emilio. Transferencia de calor [en línea]. Callao (Perú): Universidad Nacional de Callao, 2011 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.unac.edu.pe/documentos/organizacion/vri/cdcitra/Informes_Finales_Investigacion/Setiembre_2011/IF_PANANA%20GIRIO_FIQ/Informe%20final%20Texto.pdf>.

POVEDA, Mentor. Eficiencia energética: recurso no aprovechado [en línea]. Quito (Ecuador): Organización Latinoamericana de Energía (OLADE), agosto 2007 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www10.iadb.org/intal/intalcdi/PE/2009/02998.pdf>>.

PRIETO, Ismael. Centrales térmicas, circuitos de condensado y aguas de alimentación [en línea]. España: Open Course Ware Universidad de Oviedo, [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://ocw.uniovi.es/pluginfile.php/1009/mod_resource/content/1/1C_C12757_0910/04_GT11_Sistemas_de_condensado_y_alimentacion.pdf>.

RIOS HURTADO, Carlos y GRISALES RINCON, Rogelio. Análisis y evaluación de integración térmica de las corrientes de proceso de la unidad de ruptura catalítica de Ecopetrol gerencia refinería de Cartagena utilizando la metodología pinch [en línea]. Manizales (Colombia): Universidad Nacional de Colombia Sede Manizales, 2003 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.bdigital.unal.edu.co/965/1/carlosmarioriosrogeliogrisales.2003.pdf>>.

RIVERO RODRÍGUEZ, Ricardo. Programas integrales de ahorro de energía (exergia) en la industria petrolera. En: Seminario Nacional Sobre el Uso Racional de la Energía y Exposición de Equipos y Servicios (16: 27, noviembre – 1, diciembre 1995: México D.F) [en línea]. Memorias, p.161-172 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<https://www.etde.org/etdeweb/servlets/purl/331516-mXY9RG/webviewable/331516.pdf>>.

RODRIGUEZ, Urbano. Elaboración de cuerpos moldeados a base de poliestireno expandido (EPS). 157p.

SAAVEDRA G., María L. Problemática y desafíos actuales de la vinculación universidad empresa: El caso mexicano. Actualidad Contable FACES c. ed. 12 no. 19 [citado en 1 de octubre de 2015]. p. 100-119. Disponible en internet: <<http://www.saber.ula.ve/bitstream/123456789/31141/1/articulo8.pdf>>.

SAER DE VENEZUELA. Control de nivel Warrick [en línea]. La compañía [citado en 3 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.saervenca.com/productos/uploads/Controldenivelserie1.pdf>>.

SALOM, J., *et. al.* Resolución numérica de flujos laminares con estructura tridimensional axial simétrica. Análisis de diferentes situaciones [en línea]. Cataluña (España): Universidad Politécnica de Cataluña. En: Revista internacional de métodos para cálculo y diseño de ingeniería Vol. 10, 4 ISSN 0213-1315, 1994 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.raco.cat/index.php/RevistaMetodosNumericos/article/download/68707/101444>>.

Sector industrial carece de una adecuada eficiencia energética [en línea]. Palmira (Colombia): Agencia de noticias UN, 25 de octubre de 2013 [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <http://www.unperiodico.unal.edu.co/uploads/tx_flstaticfilecache/www.agenciadenoticias.unal.edu.co/var/www/web/agencia/ndetalle/article/sector-industrial-carece-de-una-adecuada-eficiencia-energetica.htmlcache.html>.

SOLID BL. Solidworks flow simulation [en línea]. España [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.solid-bi.es/productos/Productos/show/solidworks-flow-simulation-161>>.

UNIDAD DE CAPACITACIÓN Y ASISTENCIA TÉCNICA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA. Manual eficiencia energética para MYPES [en línea]. El Salvador: la institución, 2011 [citado en 2 de

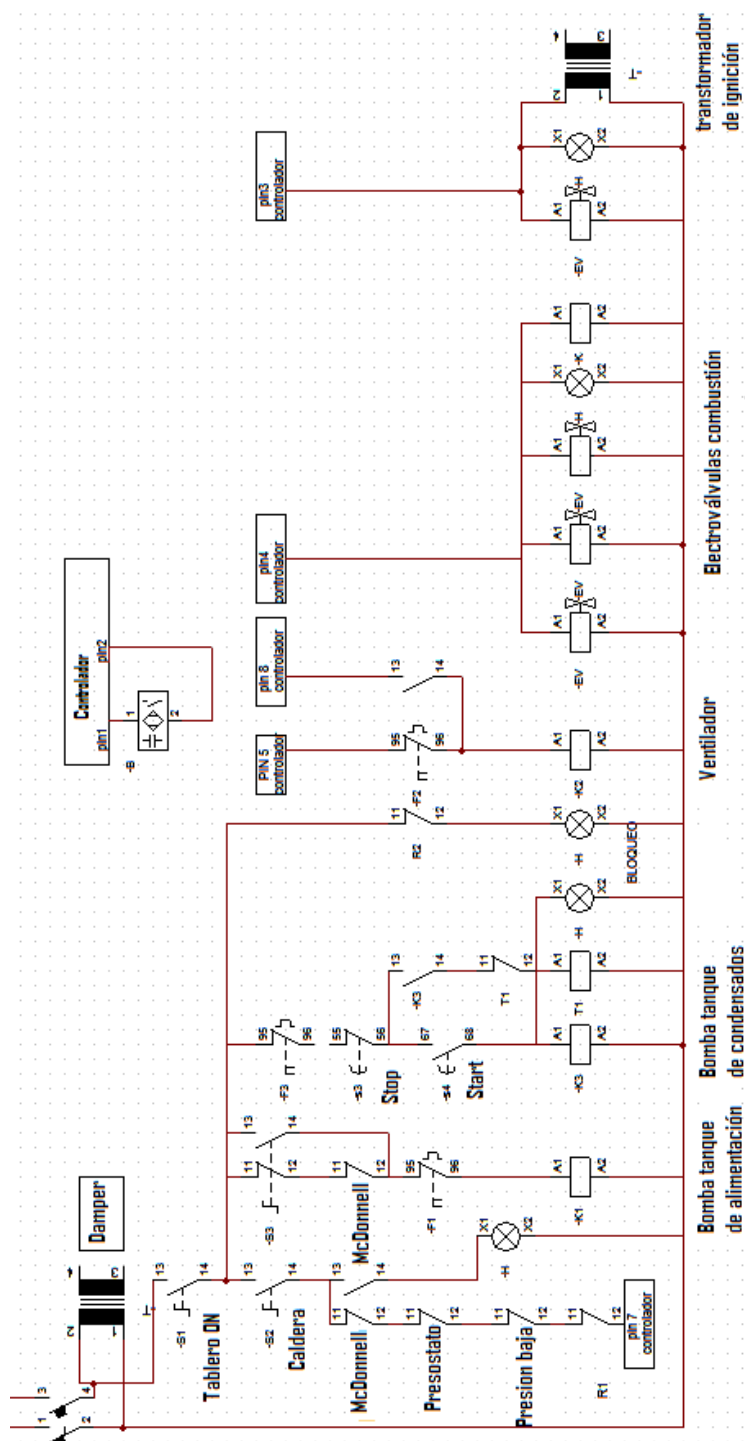
octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.cnpml.org.sv/ucatee/ucatee/docs/manualversionelectronicaucatee.pdf>>.

VERGARA CHACON, Carolina. LIZCANO PRADA, Javier. Estudio del potencial para la integración energética de las plantas extractoras de aceite de palma en Colombia [en línea]. Bucaramanga (Colombia): Universidad Industrial de Santander, 2006 [citado en 1 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/6185/2/119476.pdf>>.

V&P ASESORES S.A. Funcionamiento de los Suavizadores de agua [en línea]. San José (Costa Rica): la compañía [citado en 2 de octubre de 2015]. Disponible en internet: <<http://www.vypasesores.com/images/sce/docs/Proceso-de-los-suavizadores.pdf>>.

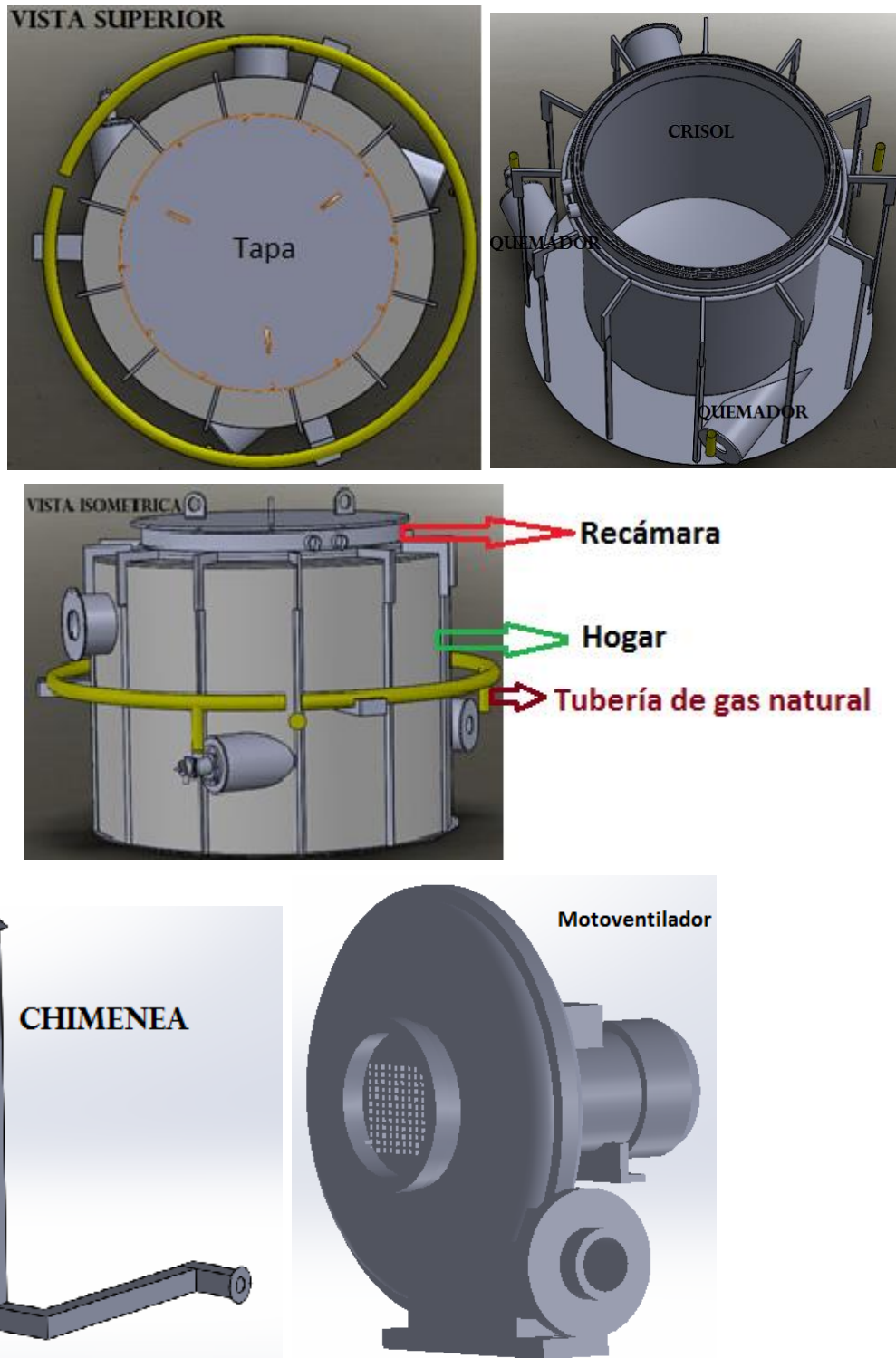
ANEXOS

Anexo A. Plano eléctrico actual de la caldera.



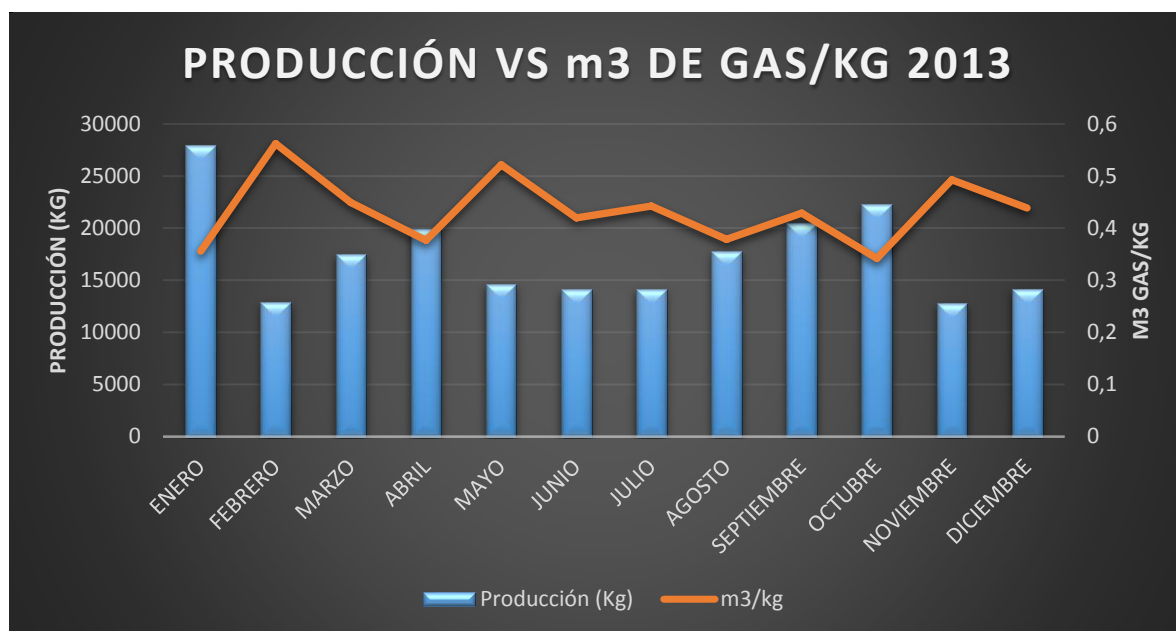
Fuente: Diseño propio.

Anexo B. Horno de recocido (CAD).



Fuente: Diseño propio.

Anexo C. Producción de EPS Vs consumo de gas natural (en m3) en la caldera por kilogramo producido (año 2013).



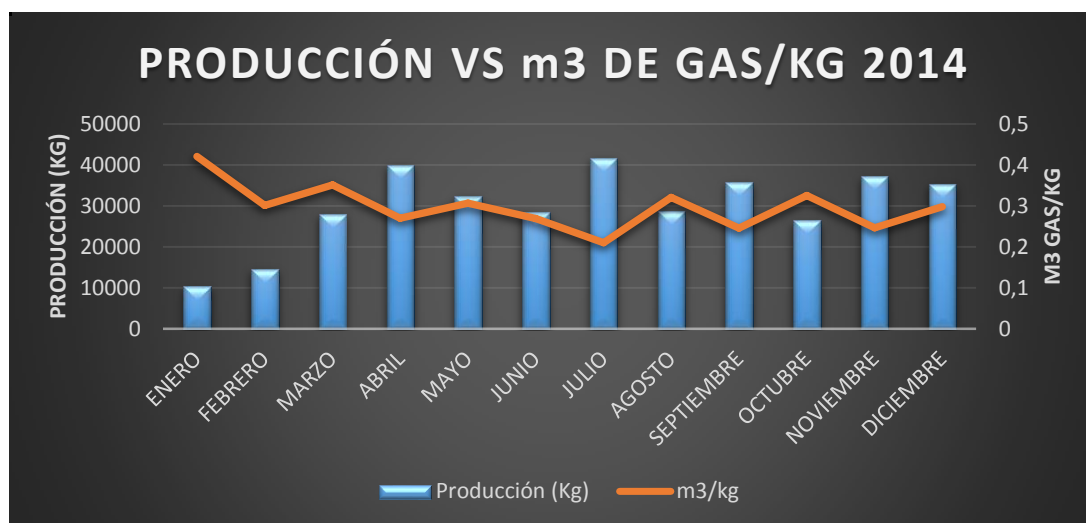
MES	PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M ³)	\$ M ³ GAS	M ³ GAS/KG	\$GAS/KG	\$ GAS TOTAL
<i>Enero</i>	27932	9947	\$885.06	0,36	\$315	\$8.803.721
<i>Febrero</i>	12884	7250	\$991.59	0,56	\$558	\$7.188.800
<i>Marzo</i>	17526	7881	\$942.32	0,45	\$424	\$7.426.631
<i>Abril</i>	19891	7503	\$957,01	0,38	\$361	\$7.180.596
<i>Mayo</i>	14674	7661	\$984,65	0,52	\$514	\$7.543.815
<i>Junio</i>	14099	5921	\$956,5	0,42	\$402	\$5.663.628
<i>Julio</i>	14165	6266	\$950,81	0,44	\$421	\$5.957.727
<i>Agosto</i>	17790	6735	\$1007,3	0,38	\$381	\$6.783.964
<i>Septiembre</i>	20480	8789	\$925,12	0,43	\$397	\$8.130.563
<i>Octubre</i>	22263	7617	\$925,12	0,34	\$317	\$7.047.011
<i>Noviembre</i>	12809	6318	\$923,27	0,49	\$455	\$5.832.946
<i>Diciembre</i>	14165	6218	\$899,07	0,44	\$395	\$5.589.983

TOTAL 2013		
PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M ³)	\$ GAS TOTAL
208678	88106	\$83.149.384

PROMEDIOS TOTALES 2013					
PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M ³)	M ³ GAS/KG	\$ M ³ GAS	\$GAS/KG	\$ GAS TOTAL
17390	7342	0,42	\$946	\$398	\$6.929.115

Fuente: Diseño propio.

Anexo D. Producción de EPS Vs consumo de gas natural (en m3) en la caldera por kilogramo producido (año 2014).



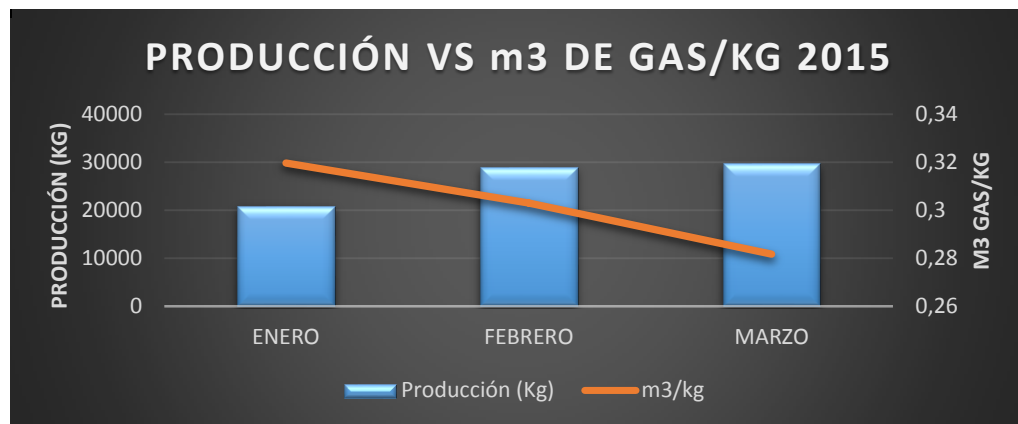
MES	PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M³)	\$ M³GAS	M³GAS/KG	\$GAS/KG	\$ GAS TOTAL	% PRECIO GAS TOTAL RESPECTO FACTURADO
<i>Enero</i>	10258	4320	\$914,94	0,42	\$385	\$3.952.373	2.72%
<i>Febrero</i>	14550	4383	\$1047,34	0,30	\$316	\$4.590.676	2.29%
<i>Marzo</i>	28023	9853	\$1102,33	0,35	\$388	\$10.861.648	4.32%
<i>Abril</i>	39977	10802	\$1087,18	0,27	\$294	\$11.744.174	5.67%
<i>Mayo</i>	32390	9936	\$1015,81	0,31	\$312	\$10.093.453	2.57%
<i>Junio</i>	28533	7690	\$1010,13	0,27	\$272	\$7.767.808	2.13%
<i>Julio</i>	41705	8764	\$989,88	0,21	\$208	\$8.675.215	1.91%
<i>Agosto</i>	28821	9255	\$1054,91	0,32	\$339	\$9.763.612	1.65%
<i>Septiembre</i>	35800	8800	\$1049,35	0,25	\$258	\$9.234.455	1.77%
<i>Octubre</i>	26392	8582	\$1065,15	0,33	\$346	\$9.141.546	2.21%
<i>Noviembre</i>	37185	9164	\$1124,73	0,25	\$277	\$10.306.516	2.62%
<i>Diciembre</i>	35355	10556	\$1129,44	0,30	\$337	\$11.922.621	3.34%

TOTAL 2014		
PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M³)	\$ GAS TOTAL
358989	102107	\$108.054.097

PROMEDIOS TOTALES 2014						
PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M³)	M³GAS/KG	\$ M³GAS	\$GAS/KG	\$ GAS TOTAL	% PRECIO GAS TOTAL RESPECTO FACTURADO
29916	8509	0,28	\$1049	\$301	\$9.004.508	2.75%

Fuente: Diseño propio.

Anexo E. Producción de EPS Vs consumo de gas natural (en m3) en la caldera por kilogramo producido (de enero a marzo del año 2015).



MES	PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M³)	\$ M³GAS	M³GAS/KG	\$GAS/KG	\$ GAS TOTAL	% PRECIO GAS TOTAL RESPECTO FACTURADO
<i>Enero</i>	20936	6693	\$1213,62	0,32	\$388	\$8.123.330	2.44%
<i>Febrero</i>	29066	8811	\$1269,48	0,30	\$385	\$11.185.127	3.69%
<i>Marzo</i>	29715	8372	\$1287,04	0,28	\$363	\$10.775.485	2.77%

TOTAL 2015		
PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M³)	\$ GAS TOTAL
79717	23876	\$30.083.942

PROMEDIOS TOTALES 2015						
PRODUCCIÓN (KG)	GAS (M³)	M³GAS/KG	\$ M³GAS	\$GAS/KG	\$ GAS TOTAL	% PRECIO GAS TOTAL RESPECTO FACTURADO
26572	7959	0,30	\$1257	\$377	\$10.027.981	2.97%

Fuente: Diseño propio.

Anexo F. Consumo de gas natural en la caldera (sábado 28 de marzo del 2015).

No.Carga	Hora (aprox.)	Tiempo	m3 consumidos	m3/hr	Precio del consumo de gas (\$)
1	5:48	34 min 28s	41,53	72,29	\$53.446,41
2	6:31	2 min 10s	2,63	72,91	\$3.388,70
3	6:50	3 min 14s	3,79	70,29	\$4.874,98
4	7:02	2 min 27s	3,00	73,53	\$3.864,31
5	7:12	2 min 41s	3,16	70,75	\$4.072,39
6	7:20	9 min 56s	11,89	71,85	\$15.308,62
7	7:34	19 min 58s	23,70	71,21	\$30.498,34
8	8:02	2 min 31s	3,07	73,23	\$3.953,49
9	8:06	9 min 20s	11,50	73,94	\$14.803,29
10	8:18	2 min 31s	3,09	73,78	\$3.983,21
11	8:22	9 min 40s	11,71	72,68	\$15.070,82
12	8:34	9 min 22s	11,36	72,79	\$14.624,93
13	8:49	2 min 37s	3,21	73,61	\$4.131,84
14	8:57	9s	0,18	73,91	\$237,80
15	10:04	26min 56s	32,73	72,91	\$42.121,00
16	10:37	2 min 39s	3,28	74,26	\$4.221,02
17	10:43	23 min 33s	28,48	72,55	\$36.651,51
18	11:09	7 min 16s	8,59	70,94	\$11.057,88
19	11:18	4 min 4s	4,92	72,58	\$6.331,53
20	11:25	6 min 56s	8,45	73,15	\$10.879,52
21	11:35	4 min 31s	5,45	72,41	\$7.015,21
22	11:43	8 min 27s	10,23	72,65	\$13.168,39
23	11:53	5 min 7s	6,31	73,94	\$8.115,05
24	12:01	5 min 6s	6,21	73,09	\$7.996,15
25	12:07	5 min 20s	6,49	73,01	\$8.352,86
26	12:16	4 min 58s	6,17	74,50	\$7.936,70
27	12:22	6s	0,12	69,29	\$148,63
28	12:23	3 min 54s	4,64	71,42	\$5.974,82
29	12:29	6 min 29s	7,92	73,31	\$10.195,84
30	12:38	1 min 48s	2,31	76,99	\$2.972,55
TOTAL	6 hrs 50 min	228 min 14s	276,14		\$355.397,79
		3hrs 48min 14s			
PROMEDIO				72,79	\$11.846,59

Fuente: Propia.

Anexo G. Condiciones variables de alimentación del agua en la caldera.

No.Carga	Hora (aprox.)	Tiempo de duración	Volumen suministrado (litros)
1	5:48 a.m	3min	227,12
2	6:02 a.m	26s	32,81
3	6:07 a.m	1min 43s	129,97
4	6:13 a.m	3min 18s	249,84
5	7:21 a.m	2min 45s	208,20
6	7:33 a.m	2min 19s	175,39
7	7:45 a.m	2min 36s	196,84
8	7:56 a.m	2min 37s	198,10
9	8:11 a.m	3min 09s	238,48
10	8:27 a.m	3min 27s	261,19
11	8:59 a.m	2min 27s	185,48
12	9:21 a.m	56s	70,66
13	9:28 a.m	48s	60,57
14	10:02 a.m	1min 20s	100,94
15	10:21 a.m	1min 30s	113,56
16	10:43 a.m	2min 14s	169,08
17	10:55 a.m	2min 17s	172,87
18	11:09 a.m	3min 24s	257,41
19	11:24 a.m	2min 46s	209,46
20	11:41 a.m	3min 5s	233,43
21	11:57 a.m	3min 13s	243,53
22	12:12 m	3min 27s	261,19
23	12:30 m	3min 18s	249,84
TOTAL		56,08 min	4245,96
		56min 5s	

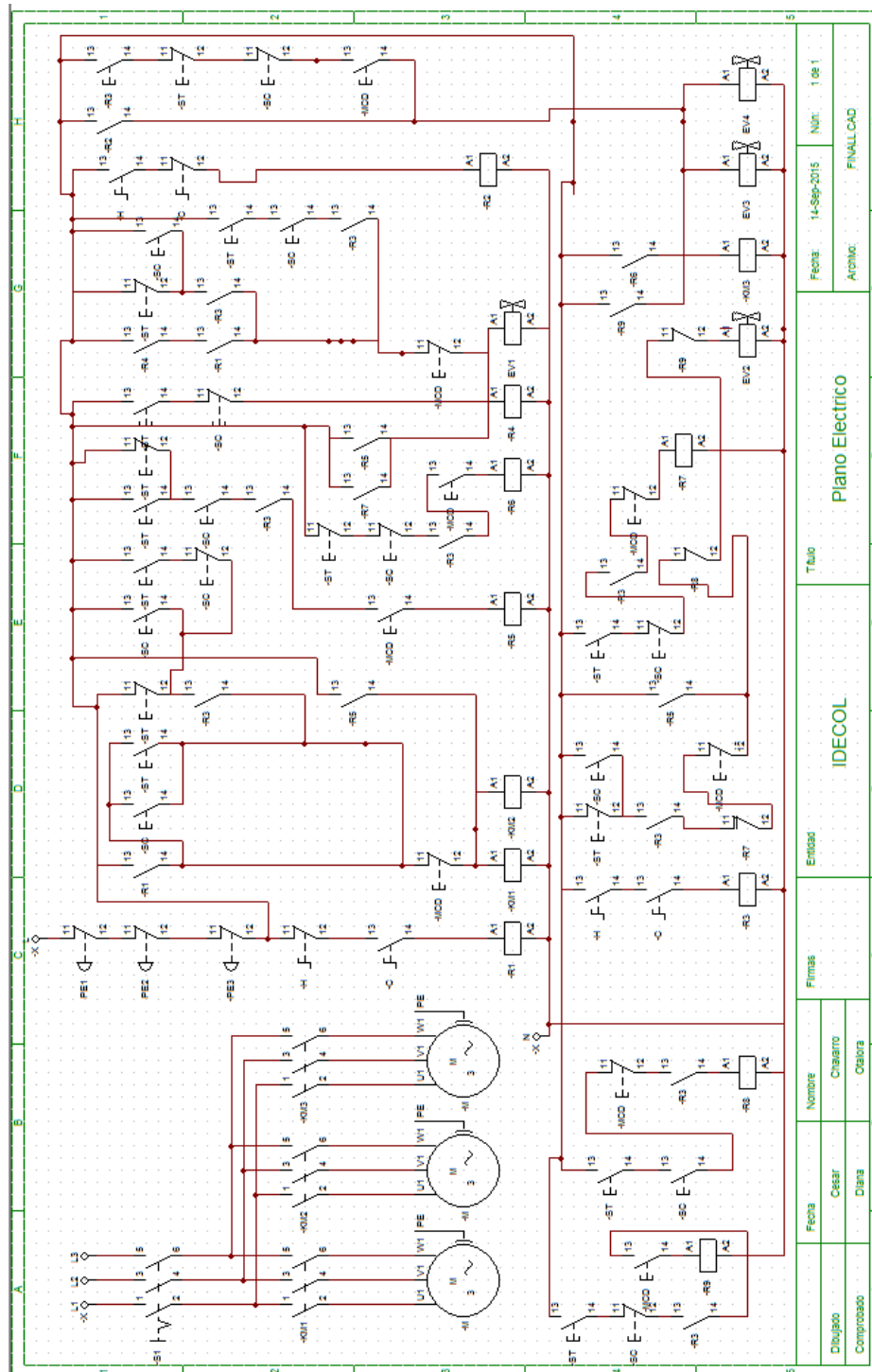
Fuente: Propia.

Anexo H. Matriz de estados.

No. Caso	Horno	Caldera	Sensor- Temperatura	Sensor capacitivo	Maconnellid	Matriz de estados					Motobombas B1(pozo)	B2(Tanque alim)	B3(refrigeracion horno)
						Selenoides							
						EV1	EV2	EV3	EV4				
1	0	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	0	
2	0	0	0	0	1	-	-	-	-	0	0	0	
3	0	0	0	1	0	-	-	-	-	0	0	0	
4	0	0	0	1	1	-	-	-	-	0	0	0	
5	0	0	1	0	0	-	-	-	-	0	0	0	
6	0	0	1	0	1	-	-	-	-	0	0	0	
7	0	0	1	1	0	-	-	-	-	0	0	0	
8	0	0	1	1	1	-	-	-	-	0	0	0	
9	0	1	0	0	0	1	-	-	-	1	1	0	
10	0	1	0	0	1	-	-	-	-	0	0	0	
11	0	1	0	1	0	1	-	-	-	1	1	0	
12	0	1	0	1	1	-	-	-	-	0	0	0	
13	0	1	1	0	0	1	-	-	-	1	1	0	
14	0	1	1	0	1	-	-	-	-	0	0	0	
15	0	1	1	1	0	1	-	-	-	1	1	0	
16	0	1	1	1	1	-	-	-	-	0	0	0	
17	1	0	0	0	0	-	-	-	-	0	0	1	
18	1	0	0	0	1	-	-	-	-	0	0	1	
19	1	0	0	1	0	-	-	-	-	0	0	1	
20	1	0	0	1	1	-	-	-	-	0	0	1	
21	1	0	1	0	0	-	-	-	-	0	0	1	
22	1	0	1	0	1	-	-	-	-	0	0	1	
23	1	0	1	1	0	-	-	-	-	0	0	1	
24	1	0	1	1	1	-	-	-	-	0	0	1	
25	1	1	0	0	0	1	-	-	-	0	1	1	
26	1	1	0	0	0	-	-	-	-	0	0	1	
27	1	1	0	1	1	1	-	-	-	1	1	1	
28	1	1	0	1	1	0	0	1	1	1	1	0	
29	1	1	1	0	0	0	1	1	1	1	1	0	
30	1	1	1	0	1	-	-	-	-	0	0	1	
31	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	0	
32	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	1	0	


Fuente: Diseño propio.

Anexo I. Plano de control sistema de integración energética.



Fuente: Diseño propio.

Anexo J. Indicadores de gestión, mantenimiento. Idecol S.A.



FICHA INDICADORES DE GESTIÓN

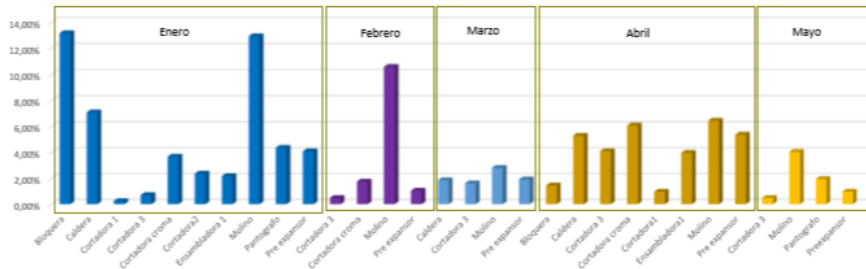
Documento: CONTROLADO

Fecha:	Jun-15	Proceso:	Mantenimiento
Periodo a evaluar:	01/01/2015 - 01/05/2015	Líder de proceso:	Analista de mantenimiento
Denominación:	Tiempos Muertos por Mantenimiento		

META DEL INDICADOR	FORMULA MATEMÁTICA	FRECUENCIA DE MEDICIÓN	PLAZO
Tiempo muerto < 10% mensual	TIEMPO MUERTO EN HORAS/HORAS PROGRAMADAS	Mensual	día-15

GRÁFICA

PORCENTAJE TIEMPO MUERTO POR MÁQUINA



Mes	Máquina	Porcentaje
Enero	Bloquera	13.17%
	Caldera	7.05%
	Cortadora 1	0.24%
	Cortadora 3	0.71%
	Cortadora cromada	3.65%
	Ensambladora 1	2.36%
	Molino	12.93%
	Pantógrafo	4.36%
	Pre expansor	4.09%
	Cortadora 5	0.46%
Febrero	Bloquera	1.04%
	Caldera	1.64%
	Cortadora 1	1.61%
	Cortadora 3	2.81%
	Cortadora cromada	1.72%
	Ensambladora 1	1.44%
	Molino	5.29%
	Pantógrafo	4.09%
	Pre expansor	6.07%
	Cortadora 5	0.98%
Marzo	Bloquera	3.97%
	Caldera	8.44%
	Cortadora 1	5.37%
	Cortadora 3	0.46%
	Cortadora cromada	4.05%
	Ensambladora 1	1.94%
	Molino	0.97%
	Pantógrafo	1.94%
	Pre expansor	0.97%
	Cortadora 5	0.97%
Abril	Bloquera	1.94%
	Caldera	0.97%
	Cortadora 1	0.97%
	Cortadora 3	0.97%
	Cortadora cromada	0.97%
	Ensambladora 1	0.97%
	Molino	0.97%
	Pantógrafo	0.97%
	Pre expansor	0.97%
	Cortadora 5	0.97%
Mayo	Bloquera	0.97%
	Caldera	0.97%
	Cortadora 1	0.97%
	Cortadora 3	0.97%
	Cortadora cromada	0.97%
	Ensambladora 1	0.97%
	Molino	0.97%
	Pantógrafo	0.97%
	Pre expansor	0.97%
	Cortadora 5	0.97%

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

La máquina con más tiempos muertos es el molino porque los rodamientos del molino continúan sin soportar carga, fue necesario realizar ajuste mecánico, cambio de polea (disminución de revoluciones motor), instalación de dos rodamientos en cada lado en vez de uno por mayor durabilidad. El tiempo muerto se incrementa debido a la demora en repuestos.

PLAN DE ACCIÓN DE MEJORA

SEGUIMIENTO

ACTIVIDAD	RESPONSABLE	FECHA	SEGUIMIENTO
Mandar bobinar motor torre refrigeración bloquera.	Director de mantenimiento.	01-feb	Se envió motor avergura motor para bobinar. Se adquirieron rodamientos para stock del molino. Se realizaron patrones de verificación para el molino, bloquera, pre expansor, caldera y cortadoras, realizando capacitación.
Adquisición para stock de rodamientos para el molino.	Persona encargada de repuestos, compras.	01-mar	
Realización de patrones de verificación y correcto uso de maquinaria, desarrollo de capacitaciones.	Analista de mantenimiento.	20-mar	
Adquisición para stock de rodamientos que soporten mas revoluciones para el molino.	Persona encargada de repuestos, compras.	01-abr	
Realización de patrones de verificación y correcto uso de maquinaria, desarrollo de capacitaciones.	Analista de mantenimiento.	20-mar	
Cambio de motobomba alimentación de la caldera y filtro.	Técnico de mantenimiento	01-may	
Arreglo de radiador pre expansor.	Director de mantenimiento	01-may	

MÁQUINA	TIEMPO DE MUERTO	MES
Bloquera	15.17%	ene-15
Caldera	7.05%	
Cortadora 1	0.24%	
Cortadora 3	0.71%	
Cortadora cromada	3.65%	
Cortadora2	2.36%	
Ensambladora 1	2.16%	
Molino	12.93%	
Pantógrafo	4.36%	
Pre expansor	4.09%	
Cortadora 5	0.46%	feb-15
Cortadora cromada	1.75%	
Molino	10.58%	
Pre expansor	1.04%	
Caldera	1.64%	
Cortadora 3	1.61%	mar-15
Molino	2.81%	
Pre expansor	1.72%	
Bloquera	1.44%	
Caldera	5.29%	
Cortadora 3	4.09%	abr-15
Cortadora cromada	6.07%	
Cortadora1	0.98%	
Ensambladora 1	3.97%	
Molino	8.44%	
Pre expansor	5.37%	
Cortadora 3	0.46%	
Molino	4.05%	may-15
Pantógrafo	1.94%	
Preexpansor	0.97%	

Fuente: Diseño propio.

Anexo K. Certificación proyecto de grado.



IDECOL S.A.
NIT. 900261745-2

Certifica que **Diana Lorena Otálora Rodríguez** con **C.C. 1018465087** y **Cesar Wileynar Chavarro Vargas** con **C.C.1022380914**, estudiantes de la Universidad Piloto de Colombia realizaron su proyecto de grado en la compañía para optar el título de Ingeniero (a) Mecatrónico (a). Los objetivos, logros e impactos de la investigación se presentan a continuación.

Objetivo general

Diseñar un sistema de integración energética entre un horno utilizado para el recocido de alambre y una caldera de 125 BHP, el cual permita el precalentamiento del agua de alimentación de la caldera, con el fin de incrementar su eficiencia y al mismo tiempo generar un ahorro de gas natural para la empresa.

Objetivos específicos

- Realizar el levantamiento del proceso actual.
- Realizar un diseño mecánico teniendo en cuenta balance de energía, materia y momento del sistema.
- Realizar un diseño de estrategia de control e instrumentación y lazos.
- Simular el proceso con y sin integración energética.

Logros

Los estudiantes cumplieron a cabalidad los objetivos inicialmente planteados y por medio de la investigación, teniendo en cuenta las condiciones de la maquinaria y de la producción, concluyeron que no es viable la implementación del sistema.

Además, brindaron apoyo y seguimiento de la certificación ISO 9001 y 14001 en el área de mantenimiento, realizando e implementando un plan de mantenimiento, patrones de operación de la maquinaria actual y capacitaciones.

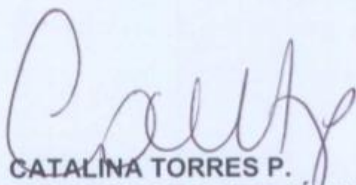
Impactos

La estudiante Diana Lorena Otálora Rodríguez obtuvo un reconocimiento por su valioso aporte por haber identificado una inconformidad con la compañía de gas natural y haber obtenido una nota crédito de \$5.057.581, evitando que la compañía incurriera en gastos que no eran verídicos.

Además, participó activamente en la auditoría ejecutada por el ICONTEC llevada a cabo entre el 04 y 05 de junio de 2015.

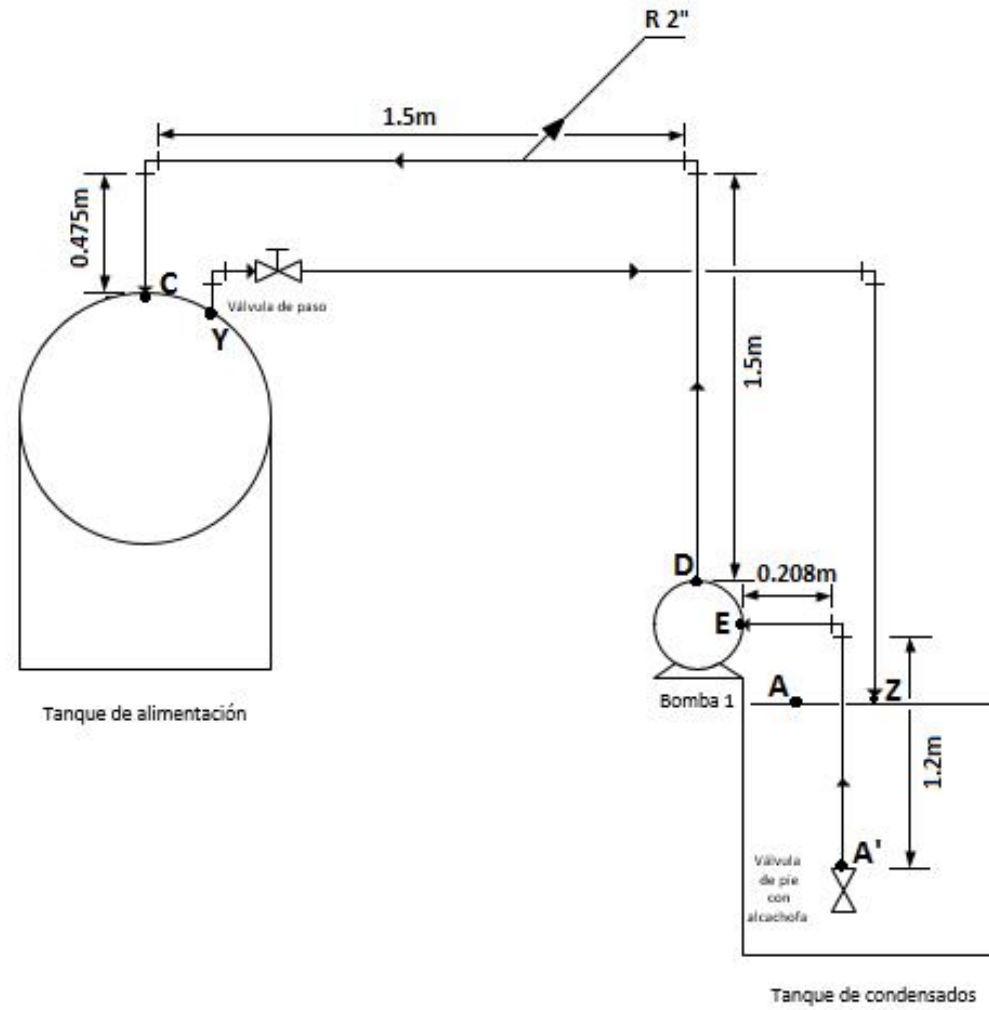
La presente certificación se firma en la ciudad de Bogotá a los veinticinco (25) días del mes de septiembre de dos mil quince (2015)

Cordialmente,

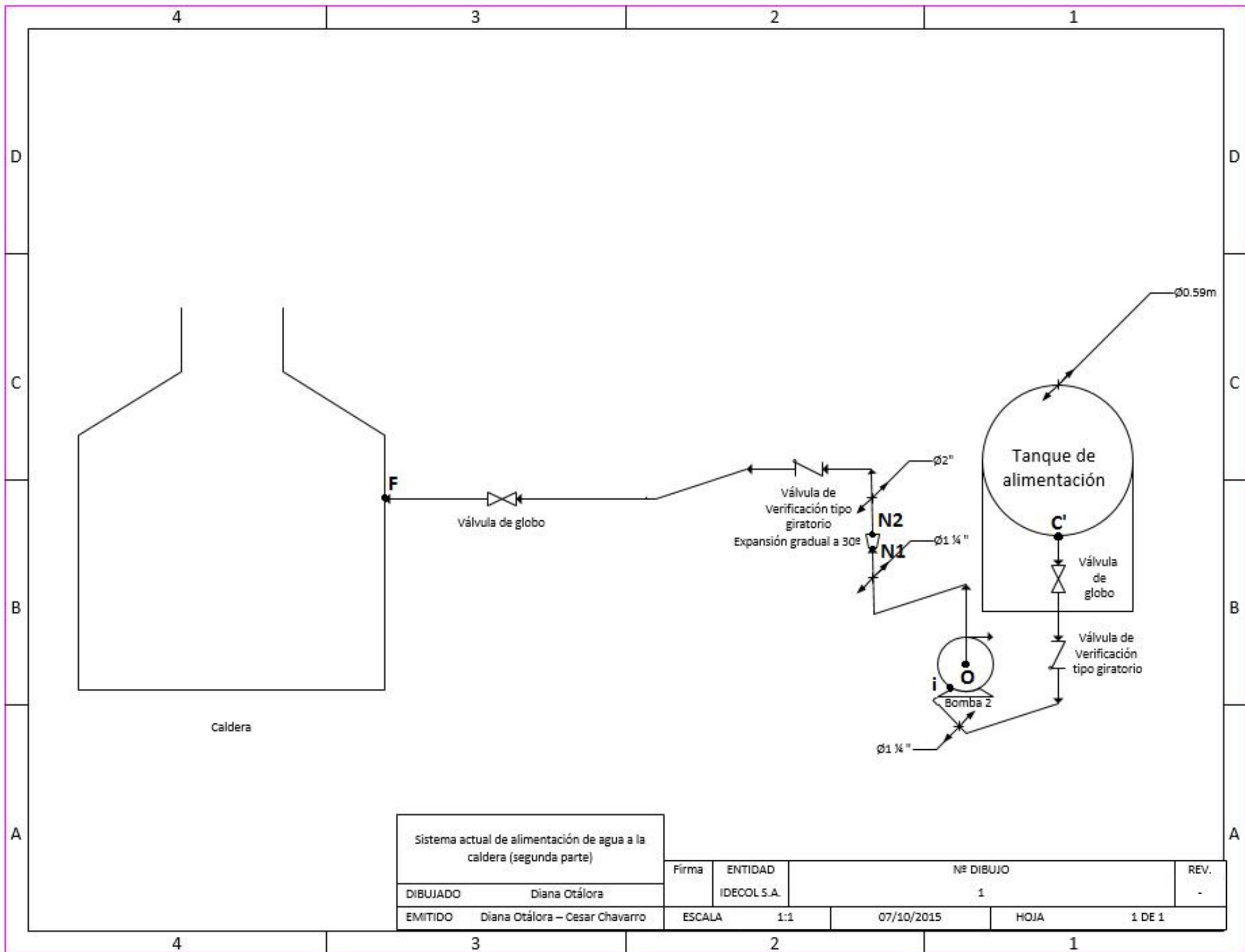


CATALINA TORRES P.
DIRECTORA DE GESTIÓN HUMANA
TEL: 4123880 Ext. 122 – 144
Cel. 321 4493584
E-mail: gestion.humana@armalco.com

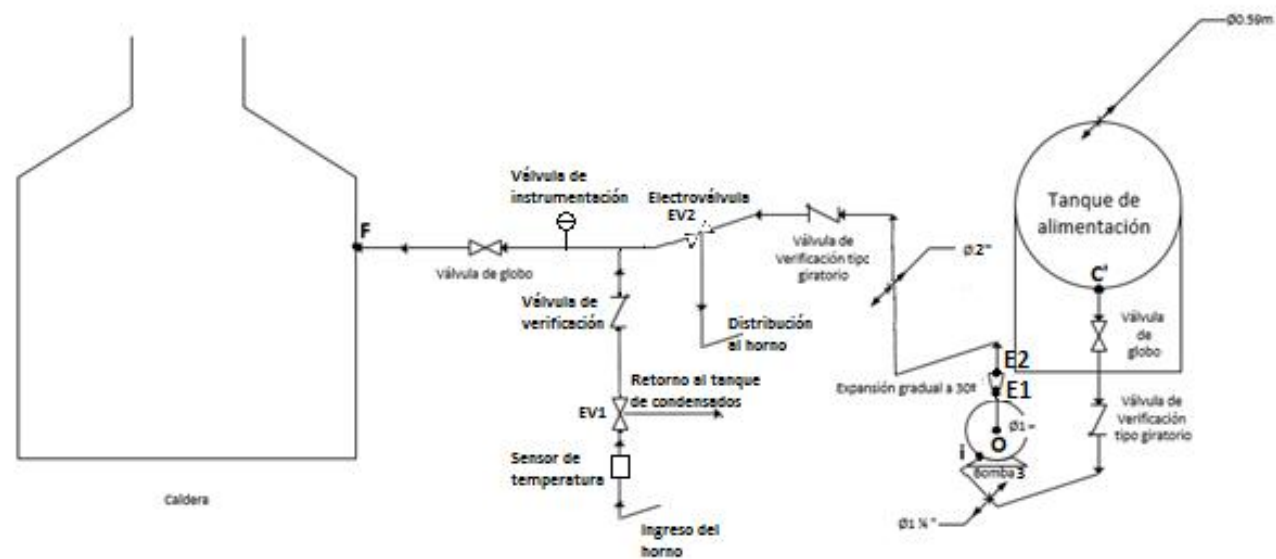
ÍDECOL S.A.
POLIESTIRENO EXPANDIDO EPS
Nit. 900.261.745-2



Sistema actual de alimentación de agua a la caldera (primera parte)		Firma	ENTIDAD	Nº DIBUJO		REV.
DIBUJADO	Diana Otálora		IDECOL S.A.	1		-
EMITIDO	Diana Otálora – Cesar Chavarro	ESCALA	1:1	07/10/2015	HOJA	1 DE 1



Sistema actual de alimentación de agua a la caldera (segunda parte)		Firma	ENTIDAD	Nº DIBUJO		REV.
DIBUJADO	Diana Otálora		IDECOL S.A.	1		-
EMITIDO	Diana Otálora – Cesar Chavarro	ESCALA	1:1	07/10/2015	HOJA	1 DE 1



Sistema de integración energética

Firma		Entidad		Nº DIBUJO		REV.
DIBUJADO		Diana Otálora		1		-
EMITIDO		Diana Otálora – Cesar Cahavarro		ESCALA	1:1	07/10/2015
				HOJA		1 DE 1